

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

Scuola di Ingegneria e Architettura

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Tesi di Laurea Magistrale in
Fluidodinamica dei Motori a Combustione Interna M

VALUTAZIONE DELLE POTENZIALITÀ
DELL'INIEZIONE D'ACQUA NEI MOTORI
GDI DI ULTIMA GENERAZIONE

Candidato:
Bruno STOCHINO

Relatore:
Ill.mo prof. Gian Marco Bianchi

Correlatori:
Ill.mo prof. Nicolò Cavina
Ill.ma Ing. Stefania Falfari

ANNO ACCADEMICO 2017-2018

A tutti i miei cari

*Basic research is what I am doing
when I don't know what I am doing.*

[W. VON BRAUN]

Sommario

L'industria automobilistica sta assistendo ad un importante cambiamento verso motorizzazioni con cilindrata unitaria minore, turbocompressi, e con iniezione diretta in camera, a causa delle normative sempre più stringenti sull'emissione di inquinanti allo scarico, inclusa la CO_2 per ragioni legate all'effetto serra ed al contenimento dei consumi di fonti energetiche non rinnovabili. I motori turbocompressi lavorano con una pressione media effettiva maggiore, con conseguenti maggiori pressioni e temperature in camera, che di fatto aumentano il rischio di insorgenza di eventi di combustione anomale come pre-accensione e detonazione. Questo porta ad utilizzare il motore con angoli sub-ottimali di anticipo di accensione e con arricchimento della miscela per diminuire le temperature dei gas in ingresso alla turbina. Queste strategie non sono più compatibili con le nuove regolamentazioni, in quanto superano i limiti imposti di emissioni e consumo specifico in cicli reali di utilizzo su strada. Tra le varie possibili soluzioni, l'iniezione d'acqua è una tecnologia già conosciuta, che permette un controllo della tendenza alla detonazione. Il principio consiste nella riduzione della temperatura della carica grazie all'elevato calore latente di vaporizzazione della massa d'acqua iniettata. In questo lavoro sono stati valutati entrambi i layout di iniezione d'acqua, nel condotto e in camera di combustione, in due punti motore: massima potenza e massima coppia. La metodica di ricerca è stata di tipo numerico tramite l'utilizzo di simulazioni tridimensionali CFD a partire da una metodologia basata su modelli fisici solidamente validati. Il software commerciale utilizzato è stato AVL FIRE[®], che permette di manipolare in modo agevole i risultati sia al suo interno, sia tramite ambienti di calcolo esterno.

Ringraziamenti

Alla fine del mio percorso universitario vorrei, per onestà intellettuale e senso di gratitudine, sottolineare che il presente lavoro è stato possibile grazie al sostegno, talvolta solo morale e psicologico ma spesso anche pratico e concreto, di numerose persone.

Un ringraziamento particolare va al professore Gian Marco Bianchi per aver accettato di farmi da relatore, e che insieme alla professoressa Stefania Falfari e il professore Giulio Cazzoli hanno messo a mia disposizione le loro enormi conoscenze, seguendomi e supportandomi con preziosi consigli durante tutto il lavoro svolto.

Desidero ringraziare tutti i colleghi e amici universitari con cui ho iniziato e trascorso i miei studi e che in diversi modi hanno dato un contributo importante nel mio percorso formativo.

Ringrazio mia moglie, i miei genitori, mio fratello e tutti i miei cari per il loro grande supporto e sostegno, fondamentale per intraprendere e concludere questo percorso di studi.

Indice

Sommario	i
Ringraziamenti	iii
1 Introduzione	1
1.1 Cenni sulle normative antinquinamento	1
1.2 Efficienza energetica	2
1.3 Moderni sistemi ad accensione comandata: caratteristiche e criticità .	7
1.3.1 Confronto motori PFI e GDI	8
1.3.2 La combustione nei motori SI	10
1.3.3 La detonazione	11
2 Motore GDI turbo per simulazioni fluidodinamiche	15
2.1 Iniettore di combustibile	17
2.2 Iniettore d'acqua	18
2.2.1 PWI	19
2.2.2 DWI	20
3 Iniezione d'acqua	23
3.1 Caratteristiche fisiche dell'acqua	23
3.2 Lavori di tesi precedenti	27
4 Simulazione di un motore a combustione interna	35
4.1 OpenWAM	35
4.1.1 Progetto motore GDI	37
4.2 Impostazione del calcolo in AVL FIRE®	43
5 Campagna di simulazioni al punto motore di massima potenza	49
5.1 Ricerca del Best Case	50
5.2 Analisi Best Case al variare della massa d'acqua iniettata	56
5.3 Confronto best-case delle due tecnologie	60

6	Valutazione dell'iniezione d'acqua a 2000 rpm	65
6.1	Generazione condizioni al contorno e iniziali a 2000 rpm in OpenWAM	65
6.2	Ricerca del best-case di aspirata a 2000 rpm	70
6.3	Ricerca migliore fasatura di iniezione combustibile - IVO308 2.6 bar .	75
6.4	Iniezione d'acqua a 2000 rpm	77
6.4.1	Analisi risultati simulazioni PWI	77
6.4.2	Analisi risultati simulazioni DWI	82
6.4.3	Confronto DWI e PWI a parità di temperatura raggiunta al PMS	86
7	Conclusioni	91
	Bibliografia	93

Elenco delle tabelle

2.1	Parametri geometrici motore	16
2.2	Parametri motoristici	17
2.3	Parametri iniettore combustibile	18
2.4	Parametri iniettore PWI	20
2.5	Parametri iniettore DWI	21
3.1	Proprietà fisiche dell'iso-ottano e dell'acqua	26
3.2	Casi simulati con sistema PWI e DWI	27
3.3	Casi simulati DWI a 100 bar a differenti λ e s	27
3.4	Casi simulati DWI al variare della pressione di iniezione e della massa d'acqua, con $\lambda = 1$	31
3.5	Masse d'acqua al variare di s	31
4.1	Parametri di lavoro del motore	38
4.2	Parametri della legge di rilascio calore	38
4.3	Parametri delle valvole	39
4.4	Condizioni al contorno	40
4.5	Parametri Plenum	40
4.6	Geometria sezione condotti di aspirazione	41
4.7	Parametri di simulazione del blocco 'EJEC'	41
4.8	Parametri della simulazione	43
4.9	Discretizzazione dominio angolare	43
4.10	Modelli utilizzati in simulazione	44
4.11	Fattori di sottorilassamento e criteri di convergenza	45
4.12	Condizioni al contorno	45
4.13	Condizioni iniziali	46
5.1	Matrice di simulazioni PWI con titolo di miscela $\lambda = 1$ e $s = 0.2$	49
5.2	Massa d'acqua iniettata variabile per il caso a 50 bar SOI 240°	56
5.3	Parametri dei best case utilizzati per il confronto delle due tecnologie	60
6.1	Parametri motoristici	65
6.2	Valori utilizzati per i vari rendimenti del motore	66
6.3	Matrice simulazioni di aspirata a 2000 rpm	70
6.4	Parametri della simulazione	70

6.5	Discretizzazione dominio angolare	70
6.6	Fasatura dominio angolare	71
6.7	Confronto della massa aspirata e intrappolata	73
6.8	Fasatura iniezione combustibile per i tre casi descritti, con $\lambda = 1$. . .	73
6.9	Valore di λ in camera al PMS	74
6.10	Parametri delle simulazioni	75
6.11	Discretizzazione dominio angolare	75
6.12	Matrice di simulazioni con iniezione d'acqua	77
6.13	Parametri delle simulazioni	86

Elenco delle figure

1.1	Limiti alle emissioni	1
1.2	Limiti emissioni inquinanti Euro-6c per motori SI e CI	2
1.3	Influenza parametri sulla riduzione della CO_2	3
1.4	Andamento del rendimento al variare del R_c	3
1.5	Effetto del downsizing (freccia rossa) e del supercharging (freccia blu)	4
1.6	Gruppo turbocompressore	5
1.7	Modello di Willan	6
1.8	Effetto del downspeeding	7
1.9	Modalità di introduzione del combustibile nei motori SI	7
1.10	Confronto tra motori GDI e PFI	9
1.11	Velocità di fiamma laminare nelle condizioni di riferimento, per vari combustibili al variare del rapporto ϕ di equivalenza	11
1.12	Moto di tumble e la differenza di intensità al variare della geometria del condotto	12
2.1	Modello assemblato	15
2.2	Legge alzata valvole	17
2.3	Impronta dello spray su due piani: metà corsa del pistone e a 30 mm	18
2.4	Spray pattern: a sinistra vista dall'alto, a destra vista isometrica . . .	19
2.5	Spray pattern PWI	20
2.6	Spray pattern dell'iniettore DWI e sezione A-A a 35 mm di distanza .	21
3.1	Calore latente di vaporizzazione al variare della pressione	24
3.2	Evoluzione del rapporto dei calori specifici in camera per tre soluzioni di miscela	25
3.3	Grafico Ohnesorge-Reynolds per iso-ottano ed acqua al variare della pressione di iniezione.	26
3.4	Indice di umidità caso 330 K; a) durante iniezione, b) dopo 100 ms . .	28
3.5	Riduzione temperatura al Punto Morto Superiore di fine compressione	29
3.6	Differenze della massa d'acqua residua e del wallfilm tra le due tec- nologie	30
3.7	Differenze del rapporto di tumble e intensità turbolenta dei due best case PWI e DWI rispetto al caso Reference, senza iniezione d'acqua .	30

3.8	Fasatura iniezione d'acqua DWI 50 bar EOI 500°	32
3.9	Differenza di evaporazione con il 20% di acqua iniettata	33
3.10	Moto di tumble al variare del λ e della massa d'acqua iniettata	33
3.11	Effetto raffreddante al PMS rispetto al caso a $\lambda 1$	34
3.12	Effetto raffreddante ottenibile con 80% di massa d'acqua al variare della pressione di iniezione	34
4.1	Interfaccia grafica WAMer	36
4.2	Schermata del blocco Engine	37
4.3	Coefficienti d'efflusso per le valvole di aspirazione e scarico	40
4.4	Progetto completo	41
4.5	Grandezze medie interne cilindro	42
4.6	Andamenti della portata massica sul ciclo medio e del rendimento volumetrico per ogni ciclo simulato	42
4.7	Andamenti di BMEP e coppia medi per ogni ciclo simulato	43
4.8	Schermata di scelta dei submodels da utilizzare nella simulazione	44
4.9	Condizioni al contorno Inlet	47
4.10	Condizioni al contorno Outlet	47
5.1	Fasatura sistema PWI al variare della pressione di iniezione e del SOI	50
5.2	Andamento della velocità del flusso d'aria nella sezione perpendicolare dove avviene l'iniezione d'acqua	51
5.3	Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione	52
5.4	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della pressione di iniezione e del SOI	52
5.5	Evaporazione della massa d'acqua nel cilindro	53
5.6	Temperatura della camera di combustione al Punto Morto Superiore	53
5.7	Temperatura della carica alla chiusura delle valvole di aspirazione	54
5.8	Moto di tumble e intensità turbolenta al variare della pressione di iniezione e del SOI	54
5.9	Confronto energia cinetica turbolenta a 705° CA per i casi Reference e 50 bar SOI 240°	55
5.10	Confronto del rapporto di equivalenza a 705° CA per i casi Reference e 50 bar SOI 240	55
5.11	Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela	56
5.12	Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione al variare della massa d'acqua iniettata	57
5.13	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della massa d'acqua iniettata	57
5.14	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della massa d'acqua iniettata	58

5.15	Effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare della massa d'acqua iniettata	58
5.16	Moto di tumble e intensità turbolenta al variare della massa d'acqua introdotta	59
5.17	Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare della massa d'acqua iniettata	59
5.18	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS	61
5.19	Massa di wallfilm nel cilindro al PMS per le due tecnologie	61
5.20	Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro per le due tecnologie	62
5.21	Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS delle due tecnologie	62
5.22	Confronto moto di tumble e intensità turbolenta	63
5.23	Confronto titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela	63
6.1	Grandezze medie interne cilindro	67
6.2	Andamenti della portata massica sul ciclo medio e del rendimento volumetrico per ogni ciclo simulato	67
6.3	Andamento della BMEP, IMEP e NMEP nei cicli simulati	68
6.4	Rapporto di equivalenza in camera di combustione al PMS	68
6.5	Andamento della pressione in camera e nel condotto di aspirazione tra EVC e IVC	69
6.6	Esempio di funzionamento del VVT	69
6.7	Andamenti della massa al variare del grado di VVT e della pressione di boost	72
6.8	Andamenti del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta al variare del grado di VVT e della pressione di boost	72
6.9	Valore del rapporto di equivalenza in camera al PMS e riflesso di combustibile nel condotto di aspirazione	74
6.10	Andamento del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta al variare della fasatura di iniezione	75
6.11	Disturbo dell'iniezione di combustibile al moto dell'aria nel caso con EOI 430°	76
6.12	Andamento del λ e la sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare della fasatura di iniezione	77
6.13	Andamento della velocità del flusso d'aria in una sezione perpendicolare al condotto di aspirazione	78
6.14	Fasatura iniezione d'acqua sistema PWI	78
6.15	Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione	79
6.16	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare del SOI	79

6.17	Evaporazione della massa d'acqua nel cilindro	80
6.18	Temperature della camera al PMS ed effetto raffreddante ad IVC . . .	81
6.19	Moto di tumble e intensità turbolenta al variare del SOI	81
6.20	Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare del SOI	82
6.21	Fasatura iniezione d'acqua sistema DWI	82
6.22	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS	83
6.23	Massa di wallfilm in camera al PMS	83
6.24	Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro al variare dell'EOI	84
6.25	Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare dell'EOI	84
6.26	Moto di tumble e intensità turbolenta al variare dell'EOI	85
6.27	Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare dell'EOI	85
6.28	Fasatura iniezione d'acqua	86
6.29	Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare del sistema di iniezione	87
6.30	Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro	87
6.31	Massa d'acqua evaporata e residua al PMS	88
6.32	Wallfilm al PMS in camera	88
6.33	Wallfilm al PMS nel condotto di aspirazione per il sistema PWI . . .	89
6.34	Moto di tumble e intensità turbolenta	89
6.35	Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela	90

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Cenni sulle normative antinquinamento

I motori a combustione interna, negli ultimi trent'anni, sono stati oggetto di numerose innovazioni tecnologiche atte al raggiungimento di determinati obiettivi imposti dalle normative sulle emissioni inquinanti. Prendendo in esame l'Unione Europea, dal 1992, con l'introduzione della normativa Euro 1, si è avuto un'innovazione costante da parte delle case automobilistiche per ottenere l'omologazione delle proprie motorizzazioni (sia ad accensione comandata sia ad accensione per compressione), nel rispetto dei limiti imposti sulle emissioni di idrocarburi incombusti (HC), di monossido di carbonio (CO), di ossidi di azoto (NO_x) e di particolato (PM). In figura 1.1 si può vedere come negli anni i limiti alle sostanze inquinanti prodotte dai motori a combustione interna siano sempre più stringenti.

Limiti di emissioni [mg/km]

Normativa	CO		HC		NOX		PM	
	benz	dies	benz	dies	benz	dies	benz	dies
Euro 0	-	-	-	-	-	-	-	-
	Direttiva 91/441, dal 1992							
Euro 1	2720	2720	-	-	-	-	-	140
	Direttiva 94/12, dal 1996							
Euro 2	2200	1000	-	-	-	-	-	80
	Direttiva 98/69 A, dal 2000							
Euro 3	2300	640	200	-	150	500	-	50
	Direttiva 98/69 B, dal 2005							
Euro 4	1000	500	100	-	80	250	-	25
	Regolamento 715/2007, dal 2011							
Euro 5	1000	500	100	-	60	180	5	5
	Regolamento 715/2007, dal 2015							
Euro 6	1000	500	100	-	60	80	5	5

Figura 1.1: Limiti alle emissioni

Con limitazioni sempre maggiori sulle emissioni, si è passati nei motori SI (Spark Ignition) da un sistema di iniezione PFI (Port Fuel Injection) ad un sistema più efficiente, il GDI (Gasoline Direct Injection). Il GDI permette una fasatura e un

controllo migliore per l'iniezione del combustibile e della sua omogeneizzazione, ma introduce problemi di formazione di soot, e quindi di particolato. Si può notare infatti, dalla Normativa Euro 5, come anche nei motori ad accensione comandata o SI ci sia un limite anche alla produzione di *PM*. Con l'iniezione diretta in camera si può avere dell'impatto del combustibile liquido con le pareti solide e una maggiore probabilità di generare regioni di miscela molto ricche o di generare fiamme diffuse da goccioline liquide ancora presenti durante il processo di combustione. Nei motori GDI, il problema maggiore legato al particolato non è tanto la massa prodotta, ma il numero di particelle prodotte, essendo queste dell'ordine di grandezza del nanometro. La limitazione imposta dalla normativa riguarda sia il PM inteso come massa totale prodotta, sia il *PN* (Particulate Number), cioè il numero di particelle emesse allo scarico per chilometro percorso. Ad oggi, sono in vigore le normative antinquinamento Euro 6c, riassunte in figura 1.2.

Oltre ai limiti imposti dalla normativa Euro 6c, è diventato sempre più importante il vincolo sulla produzione di CO_2 , imposto da una normativa dedicata. Da un punto di vista motoristico, la formazione di CO_2 è indice di una buona e corretta miscelazione tra combustibile e comburente e di una completa combustione, che limita la formazione di *HC* e *CO*. Questo gas, purtroppo, contribuisce all'impatto ambientale come gas serra. Il trasporto su strada è responsabile di circa il 20% delle emissioni totali di CO_2 .

La massa di CO_2 presente allo scarico è dipendente dal consumo di combustibile, quindi la direzione intrapresa dai progettisti è stata sia quella di migliorare l'efficienza di conversione dell'energia, sia quella di ridurre il peso per poter diminuire il consumo specifico. Questi due parametri sono quelli con maggior peso nella riduzione dell'emissione di CO_2 , come evidenziato dalla figura 1.3.

EURO 5-6 SPARK IGNITION EMISSION LIMITS					EURO 5-6 COMPRESSION IGNITION EMISSION LIMITS					
Emissions	Unit	PC M ¹⁾ , LDT N1 CL 1				Emissions	Unit	PC M ¹⁾ , LDT N1 CL 1		
		Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6b	Euro 6c			Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6b / 6c
THC	mg/km	100	100	100	100	NOx	mg/km	180	180	80
NMHC		68	68	68	68	HC+NOx		230	230	170
NOx		60	60	60	60	CO		500	500	500
CO		1.000	1.000	1.000	1.000	PM ²⁾		5,0	4,5	4,5
PM ²⁾³⁾		5,0	4,5	4,5 ²⁾	4,5 ²⁾	PN #		-	6,0 * E11	6,0 * E11
PN # ³⁾	Nb/km	-	-	6,0 * E11 ⁴⁾	6,0 * E11					

Figura 1.2: Limiti emissioni inquinanti Euro-6c per motori SI e CI

1.2 Efficienza energetica

Al fine di migliorare l'efficienza di conversione dell'energia, è necessario agire sulla termo-fluidodinamica del motore. Gli interventi di maggior effetto per la riduzione del consumo di combustibile sono principalmente due:

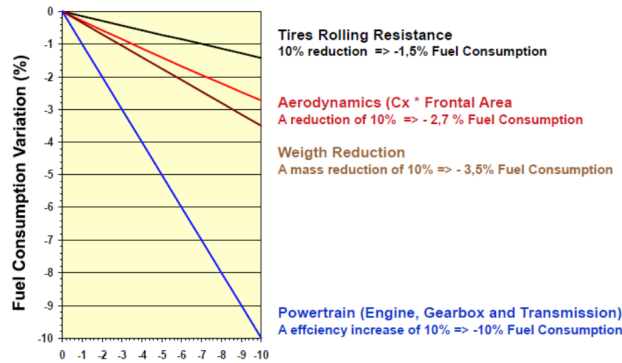


Figura 1.3: Influenza parametri sulla riduzione della CO_2

- aumento del rapporto di compressione;
- *downsizing* e *downspeeding*.

Aumentare il rapporto di compressione R_c implica un aumento di rendimento termodinamico, come visibile in figura 1.4,

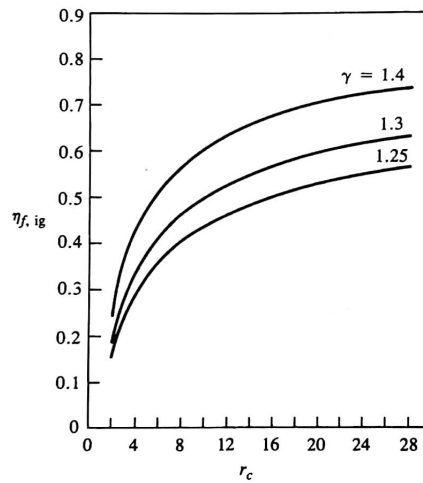


Figura 1.4: Andamento del rendimento al variare del R_c

quindi a parità di lavoro compiuto si ha una riduzione del combustibile necessario. Si cerca quindi di aumentare il più possibile il R_c , ma la massimizzazione è limitata dal rischio di detonazione (*knocking*) ad alto carico, fenomeno che verrà analizzato più avanti.

Il downsizing consiste nello sviluppo di motori di cilindrata unitaria ridotta, ma capaci di produrre la stessa potenza di un motore di cilindrata superiore con

consumi ed emissioni inferiori. La riduzione della cilindrata unitaria consente lo spostamento del funzionamento del motore in un punto a carico più elevato, ma con un rendimento, e quindi un'efficienza, maggiore perché il motore, per la maggior parte del suo utilizzo in strada, lavorerà ai carichi parziali, dove il rendimento è penalizzato.

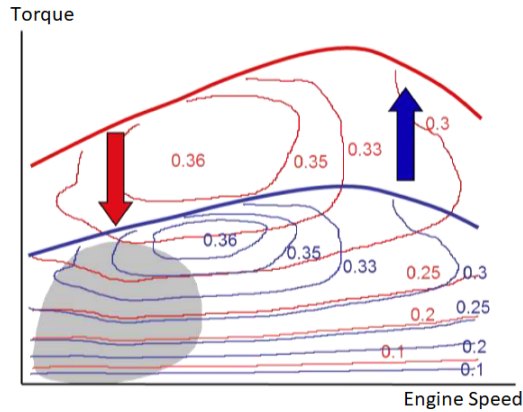


Figura 1.5: Effetto del downsizing (freccia rossa) e del supercharging (freccia blu)

In figura 1.5 l'area grigia è l'insieme dei punti di funzionamento del motore durante il ciclo di omologazione: con l'effetto del downsizing (freccia rossa) si riesce a far lavorare il propulsore in un punto motore con un rendimento maggiore, ma con un carico termico più elevato; mentre se si ha necessità di più coppia e potenza, grazie alla sovralimentazione dinamica o supercharging (freccia blu) si possono ottenere valori di coppia e potenza tali da suscitare nel driver il cosiddetto “*fun to drive*”. Per capire meglio il funzionamento, e le problematiche, del downsizing, la spiegazione diviene più semplice partendo dall'equazione 1.1:

$$BMEP = \frac{L_{utile}}{V_c} = \frac{60z P_0}{n V_c} \quad (1.1)$$

dove i simboli indicano:

P_0 = potenza del motore, [kW];

n = regime del motore, [rpm];

z = tempi del ciclo, [-];

V_c = cilindrata del motore, [m³];

Si nota che la *BMEP*, (*Brake Mean Effective Pressure*) espressa in bar, è tanto più elevata quanto più la V_c diminuisce. Questo parametro indica il carico termico agente sul pistone e fornisce indicazioni sulla pressione e temperatura in camera di combustione, che quindi al diminuire della cilindrata, a parità di potenza, saranno

maggiori rispetto allo stesso motore ma con cilindrata maggiore. Questo impone una progettazione accurata del motore, in quanto sarà meccanicamente e termicamente più stressato. La potenza P_0 espressa dal motore è direttamente proporzionale alla massa d'aria introdotta nel cilindro, quindi per ottenere potenze e coppie elevate ma con V_c minori una delle soluzioni più utilizzate è l'implementazione di una sovralimentazione dinamica, offerta dal gruppo turbocompressore (figura 1.6). Il tur-

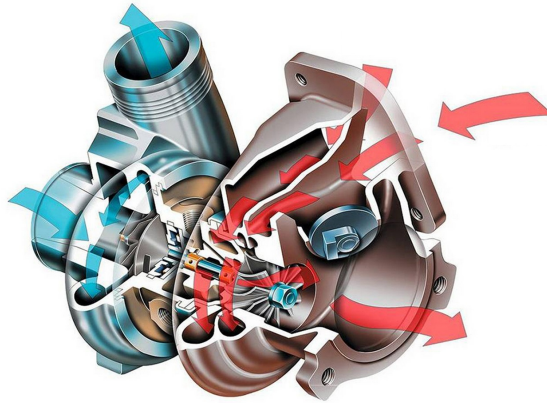


Figura 1.6: Gruppo turbocompressore

bocompressore è composto da 2 giranti, una turbina ed un compressore, calettate su uno stesso albero. La turbina viene messa in rotazione dall'energia entalpica dei gas di scarico, che espandendosi permettono alla turbina di trascinare il compressore centrifugo, comprimendo l'aria in ingresso aumentandone la densità (e quindi pressione e temperatura). L'adozione del turbocompressore impone un limite al rapporto di compressione utilizzato, circa $8.5 \div 9.5$ per evitare il manifestarsi di combustioni anomale all'aumentare del carico richiesto.

Il perché un motore 'downsized' è più efficiente ai carichi parziali viene spiegato bene dal modello di Willan. La coppia prodotta da una macchina (in questo caso un motore endotermico) è data dall'equazione 1.2:

$$C_0 = m_{fuel} LHV \eta_{TRASF} + C_{res} \quad (1.2)$$

dove:

C_0 = coppia prodotta dal motore [$N m$];

m_{fuel} = massa di combustibile [kg];

LHV = potere calorifico inferiore del combustibile [MJ/kg];

η_{TRASF} = rendimento di trasformazione dell'energia [-];

C_{res} = coppia resistente per il funzionamento [$N m$].

Rappresentando il modello su un grafico, si può osservare in figura (1.7a) come un ipotetico motore 6 cilindri con disposizione a V venga rappresentato da una retta di colore nero. Ipotizzando di poter suddividere il motore V6 nelle due bancate e

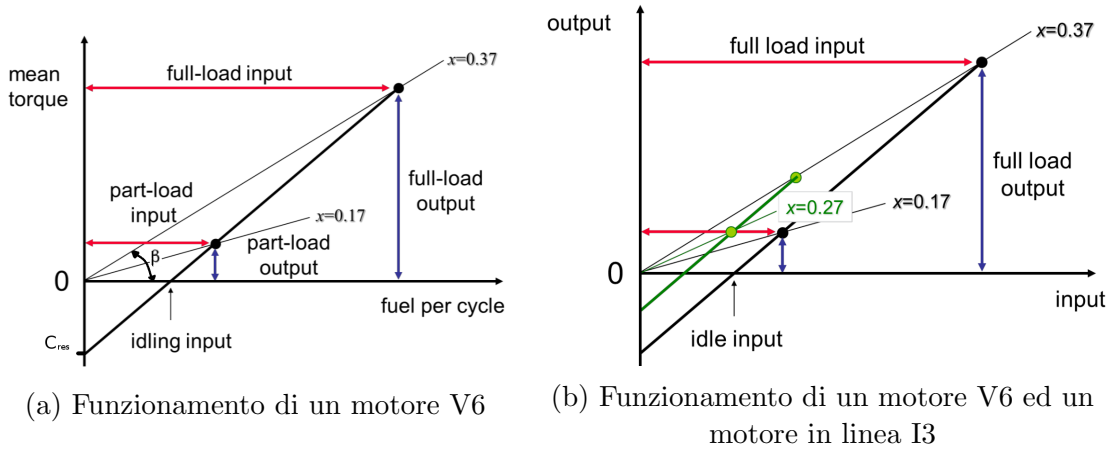


Figura 1.7: Modello di Willan

valutare il funzionamento di una sola bancata (I3), i punti di funzionamento possono essere rappresentati nello stesso grafico (figura 1.7b) con una retta di colore verde. Si nota già che il valore di ‘idle input’ (energia necessaria al sostentamento del motore) è inferiore, si utilizza meno energia per il sostentamento di 3 cilindri. Valutando il punto di funzionamento parzializzato, il motore I3 ha un rendimento maggiore del motore V6: per produrre lo stesso ‘part-load output’ il motore I3 necessita di un minor ‘part-load input’, si ha un aumento del rendimento, nel grafico rappresentato dal valore x , che è la tangente del punto di funzionamento:

$$\eta = x = \tan \beta = \frac{\text{part load output}}{\text{part load input}} \quad (1.3)$$

Da $x = 0.17$ si arriva a $x = 0.27$: un motore ‘downsized’ ai carichi parziali è più efficiente.

Un altro intervento atto alla riduzione del consumo di combustibile è il downspeeding, che permette una riduzione della velocità di rotazione del motore, mantenendo costante la potenza erogata e aumentando il carico richiesto, in modo da spostare il punto di lavoro verso rendimenti maggiori e ridurre i consumi (figura 1.8). Questo è possibile dotando le autovetture di un numero maggiore di marce in modo da avere un alto numero di rapporti di trasmissione e coprire ogni possibile regime di funzionamento.

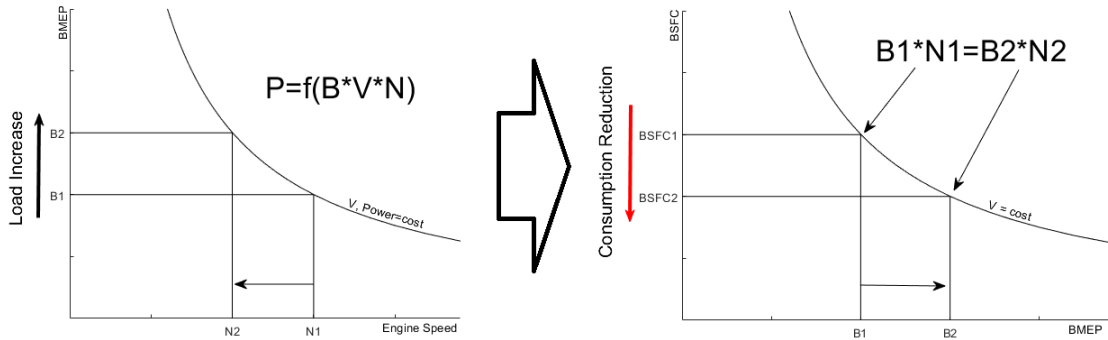


Figura 1.8: Effetto del downspeeding

1.3 Moderni sistemi ad accensione comandata: caratteristiche e criticità

I motori endotermici sono delle macchine motrici che trasformano in energia meccanica l'energia chimica del combustibile, attraverso una reazione di combustione. Quest'ultima può essere avviata in due modalità: accensione comandata tramite scintilla (Spark Ignited) e accensione per compressione (Compression Ignited).

Nei motori SI si ha una carica premiscelata all'interno della camera di combustione, e l'innesco avviene per mezzo di una scintilla da un sistema di accensione, che può essere a una o più candele, e il fronte di fiamma propaga in senso radiale al punto di accensione per tutta la camera con una velocità finita. Se la combustione non dovesse avere queste caratteristiche, si definirebbe anomala e rappresenterebbe una criticità per i motori SI. I motori ad accensione comandata possono essere classificati in base alla metodologia utilizzata per l'inserimento del combustibile, come visibile in figura 1.9.

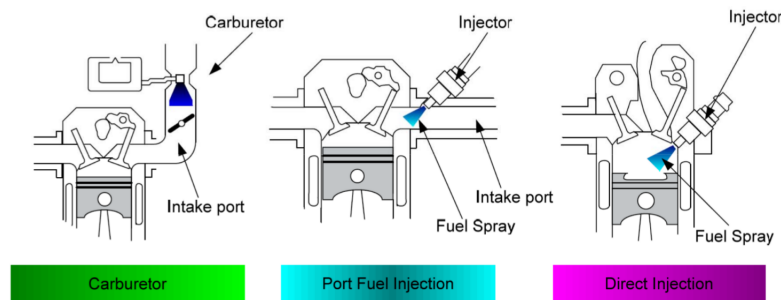


Figura 1.9: Modalità di introduzione del combustibile nei motori SI

Al giorno d'oggi l'utilizzo del carburatore è limitato dalla gestione delle emissioni; i sistemi più utilizzati sono il Port Fuel Injection (*PFI*) e soprattutto il sistema Direct Injection (*DI*), che nel caso di motori SI si utilizza l'acronimo *GDI* (Gasoline Direct Injection).

1.3.1 Confronto motori PFI e GDI

La differenza tra queste due tipologie è la posizione dell'iniettore del combustibile. Nei PFI si ha un iniettore allocato nel condotto di aspirazione, collegato ad un sistema di iniezione a bassa pressione; pressioni tipiche di autovetture di serie si attestano sui 3÷10 bar, mentre per autovetture da competizione si possono avere pressioni dell'ordine di 10÷100 bar. Per la fasatura di iniezione si ha molta libertà, in quanto è possibile iniziare ad iniettare anche a valvole di aspirazione ancora chiuse, permettendo al combustibile di avere più tempo per miscelarsi con l'aria e riuscire ad avere una carica omogenea. Questa metodologia implementa in centralina un modello per il controllo del λ che tiene conto del film fluido a parete, come il modello di Aquino (eq. 1.4).

$$\frac{dm_{film}}{dt} = \chi \dot{m}_{f,INJ} - \frac{m_{film}}{\tau} \quad (1.4)$$

Per la formazione del titolo desiderato bisognerà tener conto della quantità di combustibile evaporato dal film che si forma nel condotto di aspirazione, funzione di pressione e temperatura presenti nel condotto. Durante transitori veloci si possono avere sbandamenti in magro o in grasso del titolo: questo è un grosso limite per il controllo puntuale del titolo, caratteristica necessaria per limitare le emissioni, dato che i moderni Catalizzatori Trivalenti permettono una riduzione efficace di HC, CO e NO_x con titolo dei gas in un intorno molto stretto di $\lambda = 1$.

Nei motori GDI l'iniettore si affaccia in camera di combustione e necessita quindi di un'attenta progettazione della testa, dovendo trovare spazio per le valvole (solitamente 4: due per lo scarico e due per l'aspirazione), una candela e l'iniettore. I GDI si sono imposti velocemente nel panorama dei motori SI e sono una naturale evoluzione dei PFI, portando diversi vantaggi:

- possibilità di operare a *carica stratificata* a bassi carichi: avere una miscela globalmente magra, ma sotto candela una miscela con λ ottimale per la massima velocità di fiamma; la miscela molto magra tutta intorno garantisce resistenza alla detonazione e, non reagendo nella combustione, aiuta l'adiabaticità della camera;

- evaporazione in camera del combustibile con conseguente abbassamento della temperatura della carica grazie al calore latente di vaporizzazione, che permette di avere più margine di sicurezza per la detonazione ed un maggiore coefficiente di riempimento;
- gestione della regolazione di tecnologie come VVA (Variable Valve Actuation), che consentono di eliminare la valvola a farfalla e le perdite di carico che comporta.
- ottimizzazione della geometria dei condotti di aspirazione (che non hanno più il compito di trasportare ed omogeneizzare la miscela) in funzione del solo moto dell'aria, per favorire il riempimento del cilindro (riconversione della sua energia cinetica in incremento di pressione per effetto inerziale) ed il formarsi di vortici turbolenti (combustione più veloce);
- minor pericolo di detonazione, perché diminuisce il tempo che passa tra la formazione della miscela e la sua combustione (minori possibilità di procedere per le reazioni di pre-ossidazione) e la composizione è controllata in modo più preciso.

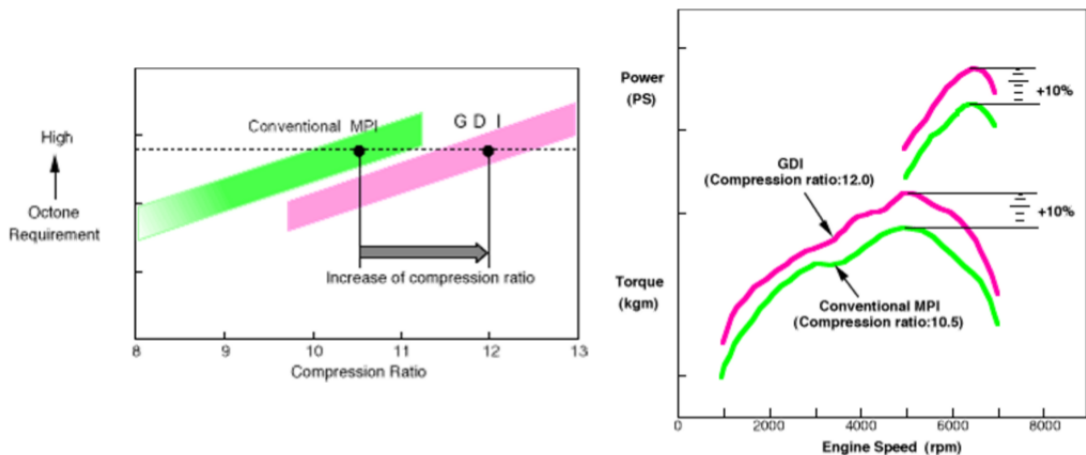


Figura 1.10: Confronto tra motori GDI e PFI

Avendo un margine di sicurezza maggiore sulla detonazione, nei motori GDI si può aumentare sensibilmente il rapporto di compressione a parità di richiesta ottanica, come visibile dalla figura 1.10, con un sensibile miglioramento dell'efficienza e delle prestazioni. Con questo sistema di iniezione si riesce ad avere una maggiore prontezza nel seguire i transitori, perché si lavora su volumi di combustibili molto piccoli. L'iniettore, affacciandosi direttamente in camera, ha una finestra temporale

minore per l'iniezione del combustibile rispetto al PFI, e questo si traduce nell'utilizzo di sistemi di iniezione a pressione maggiore, quindi l'utilizzo di una pompa di alta pressione (si raggiungono pressioni di iniezione massime nelle vetture di serie di circa 250 bar) che comporta una maggiorazione dei costi e margini ristretti sulla scelta della fasatura di iniezione. Con pressioni di iniezione così elevate, si hanno delle goccioline in uscita dall'iniettore con alta quantità di moto, che rischiano di impattare a parete o sul pistone, se questo si trova vicino al PMS. Può capitare che le goccioline, rimbalzando sulla parete, perdano quantità di moto, evaporino e generino una miscela gassosa molto ricca, al di fuori dell'intervallo di infiammabilità; in questo caso, se la temperatura è elevata, si ha luogo ad una combustione diffusiva, molto ricca ($\lambda < 0.3$) che produce soot e quindi PM. Questo fenomeno può essere tanto più problematico quanto più è freddo il sistema; sarà data particolare attenzione soprattutto in accensione del motore a freddo.

1.3.2 La combustione nei motori SI

La combustione nei motori ad accensione comandata si origina da una scintilla, creata dalla candela, che fornisce l'energia necessaria per far avvenire le reazioni iniziali di ossidazione tra combustibile e comburente e creare un fronte di fiamma, che separa in modo netto la miscela fresca dai prodotti di combustione. La velocità con cui si propaga la combustione segue l'equazione 1.5 in cui ρ è la densità della carica, s_L è la velocità laminare di fiamma, Σ il rapporto superficie/volume ($\Sigma = S/V$).

$$\dot{\omega} = \rho s_L \Sigma \quad (1.5)$$

La velocità laminare di fiamma è espressa dall'equazione 1.6

$$s_L = s_{L0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^a \left(\frac{p}{p_0} \right)^b (1 - 2.1 Y_{EGR}) \quad (1.6)$$

in cui si nota la velocità laminare s_{L0} valutata in condizioni standard ($T = 293 K$ e $p = 1 bar$), caratteristica del combustibile e del titolo (Figura 1.11), mentre gli esponenti a e b sono dei coefficienti di natura sperimentale, e Y_{EGR} è la frazione di EGR (Exhausted Gas Recirculation) cioè inerti in camera presenti durante la combustione. Si può notare dalla equazione 1.6 che all'aumentare di p , T ed Y_{EGR} la velocità laminare s_L diminuisce; quindi per ottenere valori di $\dot{\omega}$ maggiori possibili si cerca di aumentare Σ con un aumento di turbolenza in camera; questo perché l'effetto finale della turbolenza è il corrugamento (*wrinkling*) del fronte di fiamma, che porta ad un aumento del rapporto S/V . La turbolenza si genera per lo più per deformazione della struttura di moto principale in camera (tumble): i motori

GDI sono progettati con opportune geometrie del condotto di aspirazione al fine di incentivare il moto di tumble.

Il moto di tumble (Figura 1.12) è una struttura di moto rotatorio, che si sviluppa su un piano passante per l'asse del cilindro, mentre l'asse di rotazione è perpendicolare a quest'ultimo: per generarlo, si sfrutta il momento di quantità di moto dell'aria in ingresso al cilindro, inclinando il condotto rispetto alla testa del cilindro. Ciò però penalizza il rendimento volumetrico (η_v), in parte compensato dall'utilizzo del turbocompressore. Il moto, durante la compressione esercitata dal pistone, è in grado di generare altissimi gradienti di velocità, che determinano la dissipazione della sua energia cinetica e la generazione di turbolenza u' : avere una velocità di fiamma maggiore possibile, rende il processo di combustione più stabile e meno affetto da variabilità ciclica, scongiurando il fenomeno della detonazione.

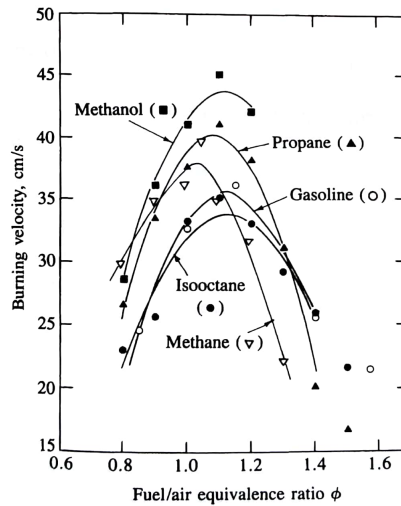


Figura 1.11: Velocità di fiamma laminare nelle condizioni di riferimento, per vari combustibili al variare del rapporto ϕ di equivalenza

1.3.3 La detonazione

La detonazione è una combustione anomala che avviene quando le reazioni di pre-accensione della miscela nelle zone periferiche sono più veloci del fronte di fiamma, quindi si auto-accendono generando delle velocissime onde di pressione (circa 6000 m/s) che si propagano lungo la camera, stressando meccanicamente e termicamente testa, cilindro e soprattutto pistone. È il fattore limitante per le prestazioni dei motori ad alta potenza specifica, perché quasi tutte le modifiche che concorrono al miglioramento delle prestazioni, aumentano il rischio dell'insorgenza della

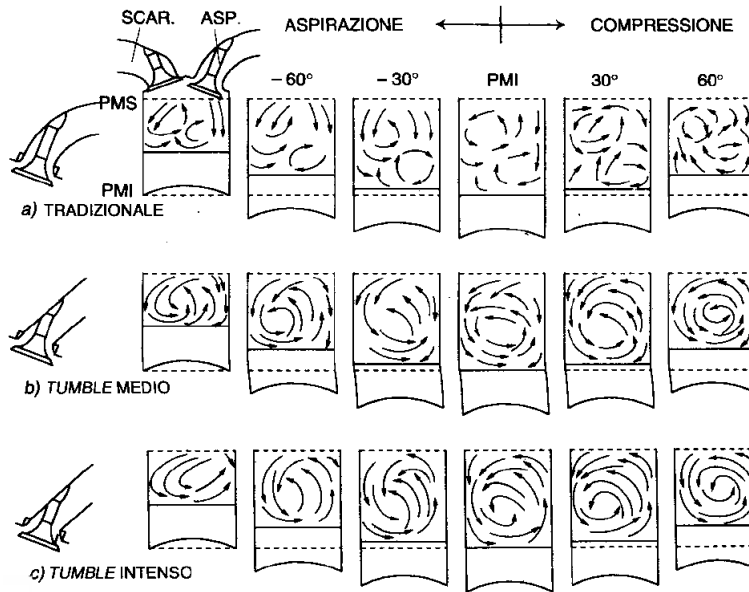


Figura 1.12: Moto di tumble e la differenza di intensità al variare della geometria del condotto

detonazione. Questo fenomeno può avvenire per una propagazione più lenta, rispetto al ciclo medio, del fronte di fiamma, o per effetto del raggiungimento di elevati valori di pressione e temperatura, quando il pistone si trova vicino al punto morto superiore (PMS) di fine compressione. Va considerato che la detonazione è determinata su base statistica, ed è quindi legata alla variabilità ciclica del motore (COV).

Il combustibile, prima di poter essere bruciato, deve essere degradato, ovvero le catene complesse dell'idrocarburo devono essere rotte in modo da creare i radicali, successivamente ossidati dalle altre specie attive. La degradazione avviene ad opera di temperatura e pressione elevate ed impiega un certo tempo, caratteristico del combustibile, detto tempo di autoaccensione. La costante cinetica delle reazioni di preaccensione segue la legge di Arrhenius (eq. 1.7):

$$k = z e^{-(E_a/RT)} \quad (1.7)$$

dove E_a è l'energia di attivazione, z è un fattore pre-esponenziale, R è la costante dei gas e T è la temperatura assoluta. Le reazioni di preaccensione della carica sono più veloci all'aumentare della temperatura in camera, che è funzione della temperatura della carica ad IVC (Inlet Valve Closing) e del rapporto di compressione. Per avere un'idea, 10 K di temperatura media in più della miscela ad IVC, si può tradurre in un delta positivo di 50÷60 K di temperatura media al PMS.

Alcune strategie per diminuire il fenomeno della detonazione sono:

- aumentare il potere antidetonante del combustibile (numero di ottano);
- aumentare il combustibile introdotto, fino a valori di circa $\lambda = 0.8$ per sfruttare il calore latente di vaporizzazione e raffreddare la carica;
- modificare la termo-fluidodinamica del motore per ottenere una temperatura media della carica ad IVC più bassa; diminuire il rapporto di compressione (penalizzante per il rendimento termodinamico);
- aumento della turbolenza in camera;
- ridurre la percentuale di EGR in camera dopo la fase di scarico.

Ad oggi la tecnologia adottata per raffreddare la miscela fresca nei motori turbo-compressi è l'utilizzo dell'intercooler, uno scambiatore che può essere aria-aria o aria-acqua, che permette il raffreddamento della carica dopo che è stata compressa. Un'altra modalità per il raffreddamento della carica che è stata "riscoperta" ultimamente è l'iniezione d'acqua nel motore, per sfruttare l'alto calore latente di vaporizzazione.

Capitolo 2

Motore GDI turbo per simulazioni fluidodinamiche

Per poter studiare gli effetti dell'iniezione d'acqua sui principali parametri motoristici, è stato simulato un motore GDI ad alta potenza specifica virtuale, necessario per valutare gli effetti dell'iniezione sfruttando dei codici di simulazione fluidodinamica. Il motore, progettato in ambiente CAD con *PTC CREO*[®] (figura 2.1), è

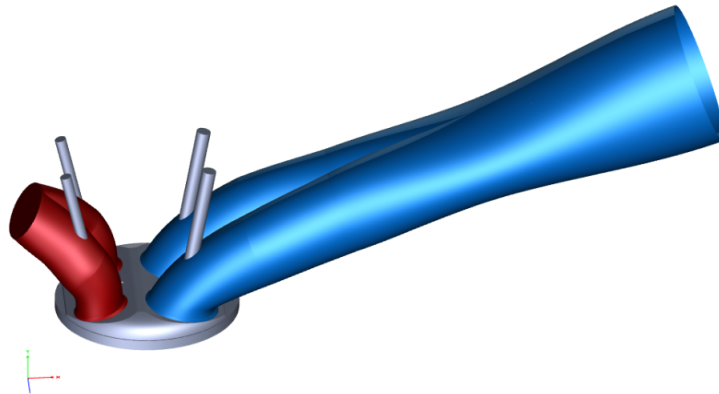


Figura 2.1: Modello assemblato

stato sviluppato in lavori di tesi precedenti, e fornisce un buon banco prova per testare le potenzialità di questa tecnologia. Il motore è caratterizzato da specifiche di progettazione e operative di un motore di ultima generazione. Le linee guida per la progettazione del motore sono state:

- Condotto di aspirazione in grado di fornire un elevato rapporto di tumble;
- Camera di combustione in grado di favorire lo sviluppo di una unica struttura di moto;

- Adozione di 4 valvole per cilindro;
- Massimizzazione della portata d'aria in ingresso;
- Cilindrata unitaria costante;
- Rapporto di compressione R_c costante;
- Rapporto corsa-alesaggio C/D costante;
- Rapporto diametro valvola di aspirazione-alesaggio d_v/D costante;
- Posizione dell'iniettore che ottimizzi la miscelazione e minimizzi l'impatto a parete del combustibile;
- Numero di fori dell'iniettore ottimale, in accordo con lo spray pattern;
- Spray pattern in grado di garantire una miscela omogenea in tutte le zone della camera di combustione, evitando l'impatto a parete.

I principali parametri geometrici sono riassunti in tabella 2.1

Parametro	Valore	Unità di misura
Cilindrata unitaria	455	cm^3
Alesaggio	82	mm
Corsa	86.1	mm
Corsa/Alesaggio	1.05	-
Rapporto di compressione	9.5	-
Volume camera di combustione	50.56	cm^3
Biella	165.58	mm
Manovella	43.05	mm
Manovella/Biella	0.26	-
Numero valvole di aspirazione	2	-
Numero valvole di scarico	2	-
Diametro valvola di aspirazione	31.16	mm
Area valvole aspirazione	1525.16	mm^2
Diametro valvola di scarico	24.6	mm
Area valvole aspirazione	950.58	mm^2
Alzata massima valvole	9.5	mm

Tabella 2.1: Parametri geometrici motore

mentre in figura 2.2 si può apprezzare la legge di alzata valvole imposta.

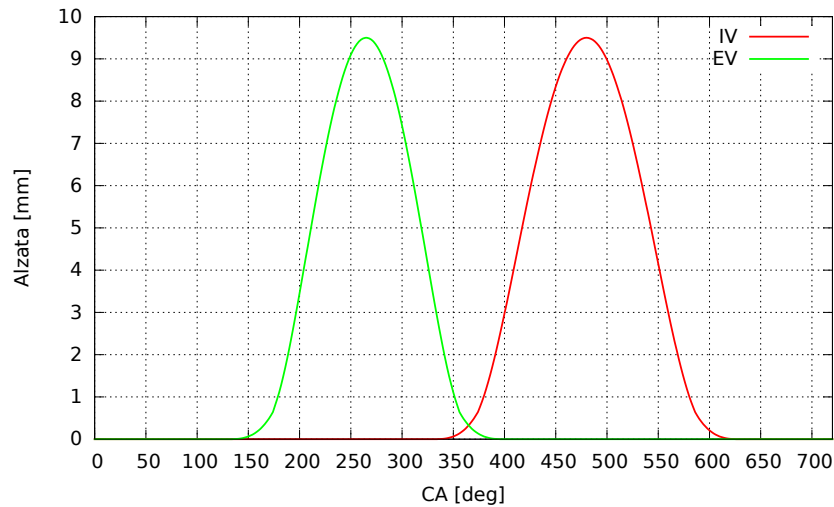


Figura 2.2: Legge alzata valvole

Per il punto di funzionamento si è scelto quello di piena potenza, come illustrato in tabella 2.2

Angolo apertura farfalla	α_{th}	100	%
Regime di rotazione	n	6500	rpm
Titolo della miscela	λ	1	-
$BMEP_{target}$		27.5	bar

Tabella 2.2: Parametri motoristici

2.1 Iniettore di combustibile

Prerogativa base di un pattern ottimale, consiste nel garantire una miscela omogenea in tutte le zone della camera di combustione, evitando l'impatto del combustibile sia con le valvole di aspirazione, sia con le pareti del cilindro e la testa del pistone: si è scelta la posizione centrale per l'iniettore, a 8 fori, direzionando 5 di essi nella parte della camera di combustione lato scarico e 3 lato aspirazione. In figura 2.3 si può osservare l'impronta dello spray.

Si riportano due immagini dello spray pattern realizzato a CAD, figura 2.4, relativo a metà della geometria, nelle quali si può apprezzare la forma conica dei getti e l'angolo di cono, che è stato fissato a un valore di $\alpha = 15^\circ$ (semi-angolo $\alpha/2 = 7.5^\circ$). Il valore della massa di combustibile da iniettare, porta a scegliere un iniettore che abbia un HFR tale da garantire l'introduzione di tutto il combustibile, fissati

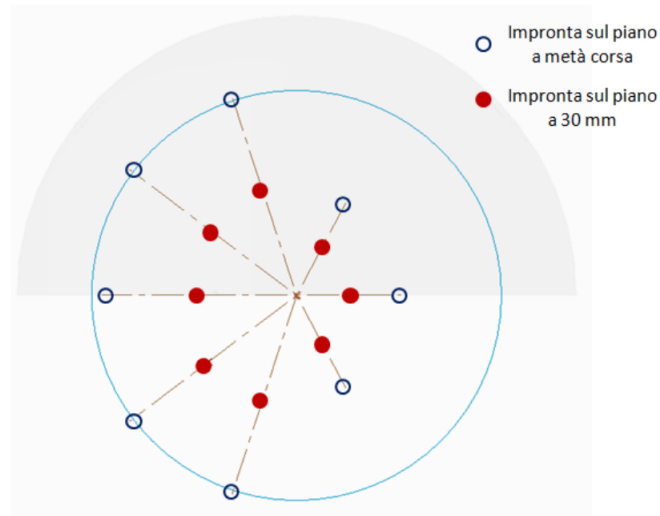


Figura 2.3: Impronta dello spray su due piani: metà corsa del pistone e a 30 mm

la pressione di iniezione, il regime di rotazione del motore e la durata angolare di iniezione. In tabella 2.3 i parametri utilizzati per l'iniettore di combustibile:

Rapporto aria/combustibile stechiometrico	14.58
$LHV_{benzina}$	43.2 MJ/kg
$\rho_{benzina}$	720 kg/m ³
Δp_{inj}	250 bar
c_c	0.72
c_v	0.95
$\Delta \theta_{inj}$	120 deg
Δt_{inj}	3 ms
$d_{effettivo}$	0.147 mm
HFR	15 g/s
Numero fori iniettore	8

Tabella 2.3: Parametri iniettore combustibile

2.2 Iniettore d'acqua

L'iniezione d'acqua si può classificare in base al posizionamento dell'iniettore: se installato nei condotti di aspirazione si tratta di PWI (Port Water Injection), se

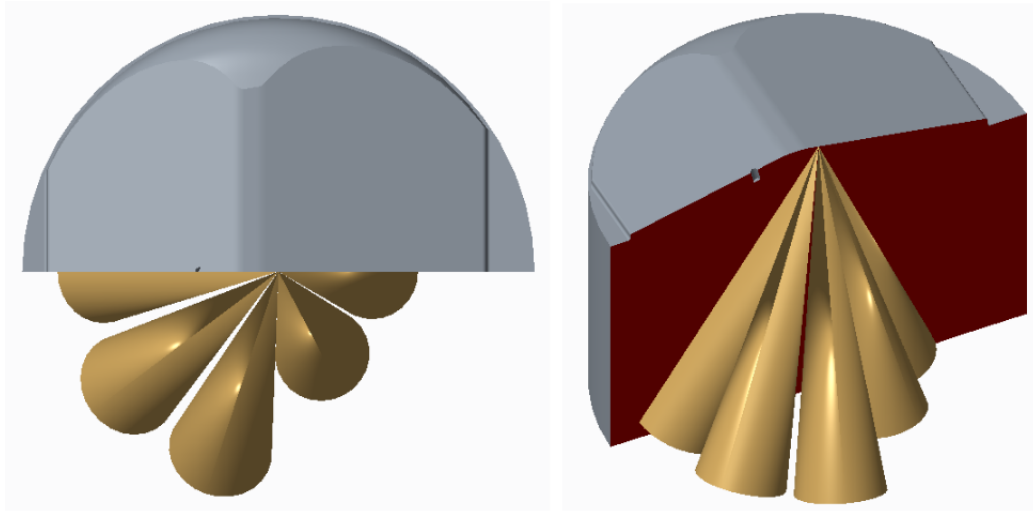


Figura 2.4: Spray pattern: a sinistra vista dall'alto, a destra vista isometrica

installato sulla testa motore, e quindi inietta direttamente in camera di combustione, si tratta di DWI (Direct Water Injection).

2.2.1 PWI

L'iniettore posto nel condotto di aspirazione è la soluzione più semplice da implementare e anche la meno costosa: non necessita di sistemi di alta pressione e l'installazione è più agevole, dovendo solo "forare" il condotto di aspirazione. In questo motore virtuale, l'iniettore è stato posizionato a circa 15 cm di distanza dalle valvole di aspirazione, orientato verso queste ultime, come si vede dalla figura 2.5.

I parametri operativi utilizzati in simulazione per questa modalità di iniezione sono riassunti in tabella 2.4



Figura 2.5: Spray pattern PWI

ρ_{acqua}	1000 kg/m^3
c_c	0.62
c_v	0.647
Δp_{inj}	variabile
$\Delta \theta_{inj}$	variabile
Δt_{inj}	variabile
$d_{effettivo}$	0.258 mm
semi-angolo α	7.5 deg
HFR	11 g/s
Numero fori iniettore	2

Tabella 2.4: Parametri iniettore PWI

2.2.2 DWI

L'iniettore che si affaccia in camera è la soluzione più costosa, sia perché necessita una riprogettazione del motore per trovare l'alloggio all'iniettore, sia perché si ha bisogno di una linea di alta pressione, iniettando in camera si hanno bisogno di pressioni di iniezione uguali o maggiori di 50 bar. La sua implementazione su autovetture già in commercio sarebbe complicato e molto costoso, ma è il sistema che presenta più flessibilità e più interesse.

Nel motore virtuale si è scelto di posizionare l'iniettore d'acqua lateralmente, sotto

le valvole di aspirazione, come si nota dalla figura 2.6, in cui è rappresentata anche una sezione (la A-A) posta a 35 mm dall'iniettore.

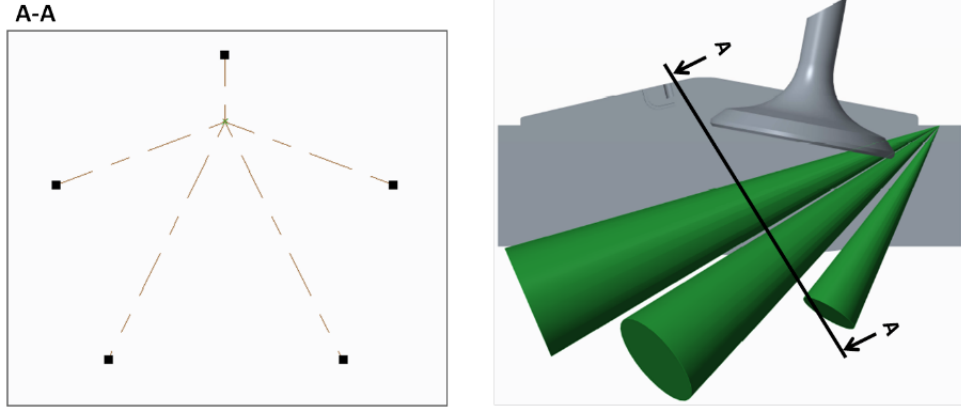


Figura 2.6: Spray pattern dell'iniettore DWI e sezione A-A a 35 mm di distanza

Lo spray pattern è stato studiato per evitare l'impatto con le valvole di aspirazione alla loro alzata massima (9.5 mm). Data l'installazione laterale, bisogna prestare attenzione al moto di tumble, in quanto la massa d'acqua iniettata avrà una quantità di moto opposta in direzione al senso del moto di tumble. Il motore in questione è stato sviluppato con obiettivo principale di un'alta turbolenza in camera, data dal moto di tumble, quindi all'aumentare della pressione di iniezione dell'acqua (e quindi all'aumentare della sua quantità di moto) si valuterà se la perdita di tumble può essere giustificata. I parametri dell'iniettore d'acqua sono riassunti in tabella 2.5.

ρ_{acqua}	1000 kg/m ³
c_c	0.49
c_v	0.80
Δp_{inj}	variabile
$\Delta \theta_{inj}$	variabile
Δt_{inj}	variabile
$d_{effettivo}$	0.220 mm
semi-angolo α	8 deg
HFR	17 g/s
Numero fori iniettore	5

Tabella 2.5: Parametri iniettore DWI

Capitolo 3

Iniezione d'acqua

In questi ultimi anni ci si è riavvicinati ad una “vecchia” tecnologia: l’iniezione d’acqua. Questa tecnica, finalizzata al raffreddamento della carica all’interno del motore, venne studiata negli anni ’30 da Sir Harry Ricardo, e utilizzata in alcuni motori di grande cilindrata da Chrysler, mentre Saab la utilizzò per la Saab 99 Turbo (fine 1977), la prima autovettura di grande produzione ad essere dotata di un sistema di sovralimentazione. Con l’introduzione dell’Intercooler, l’interesse per l’iniezione d’acqua svanì, fino al 2016, quando BMW ha introdotto nel mercato la M4 GTS con iniezione d’acqua (nello specifico un sistema PWI, iniezione d’acqua nel condotto di aspirazione), risolvendo interesse per questa tecnologia: in letteratura negli ultimi anni si è visto un aumento sostanziale degli articoli relativi alla water injection e alle sue potenzialità e problematiche.

3.1 Caratteristiche fisiche dell’acqua

L’interesse per l’acqua, come elemento per ottenere una riduzione della temperatura della carica e avere quindi benefici per quanto riguarda la detonazione, è giustificata da due effetti principali:

- possiede un elevato calore latente di evaporazione, pari a 2257 kJ/kg, consentendo di raffreddare la miscela vaporizzando;
- varia il rapporto dei calori specifici (modificando l’esponente della politropica)

Grazie a questi effetti (soprattutto il primo), si può pensare di ottenere un aumento dell’efficienza ed un abbattimento dei consumi riducendo il rischio di detonazione (che fornisce un margine di incremento del rapporto di compressione) e dando la possibilità di lavorare con miscele stechiometriche o meno ricche di quelle utilizzate per il limite della detonazione, in quanto l’effetto di raffreddamento ottenuto

iniettando un eccesso di combustibile, è pienamente svolto dall'acqua. L'iniezione d'acqua è una soluzione tecnologica che, se introdotta, comporterebbe:

- un aumento dei costi produttivi;
- una maggiore diluizione della miscela che, unitamente ai maggiori valori di λ , determina una riduzione della velocità di fiamma;
- l'introduzione di una fase liquida nel cilindro con possibile contaminazione del lubrificante, se l'evaporazione non è rapida;
- oneri di manutenzione aggiuntivi per l'utente che bisogna ridurre tramite la minimizzazione del consumo di acqua a pari effetto utile.

È stata individuata l'acqua grazie al suo calore latente di evaporazione che è circa sei volte maggiore di quello di una benzina commerciale (RON 95 E5: 397 kJ/kg) e più del doppio rispetto all'entalpia di vaporizzazione dell'etanolo (952 kJ/kg); questi valori però sono validi nel caso di fluido alla pressione di 1 bar: nell'impiego motoristico si è ben lontani da queste condizioni.

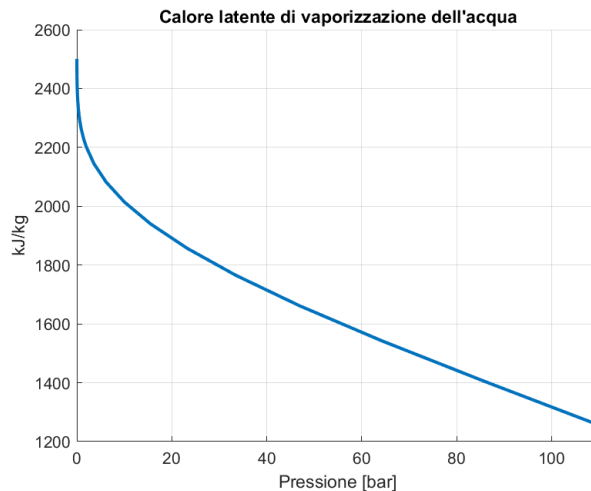


Figura 3.1: Calore latente di vaporizzazione al variare della pressione

Si nota in figura 3.1 come al variare della pressione si abbia una diminuzione del calore latente di vaporizzazione, quindi nel caso motoristico, avendo pressioni in camera che spaziano da 4 a 50 bar in fase di compressione, il valore del calore latente potrebbe diminuire fino a valori intorno a 1700 kJ/kg, comunque sempre un valore più alto di circa 4 volte rispetto al calore latente di una benzina commerciale.

Per quanto riguarda il c_p , valutando una compressione adiabatica, l'introduzione di acqua in una miscela con titolo stechiometrico ha un effetto minimo sull'andamento del γ (rapporto dei calori specifici, figura 3.2), al contrario una miscela ricca con $\lambda = 0.8$ si ha una riduzione sostanziale dell'esponente della trasformazione adiabatica.

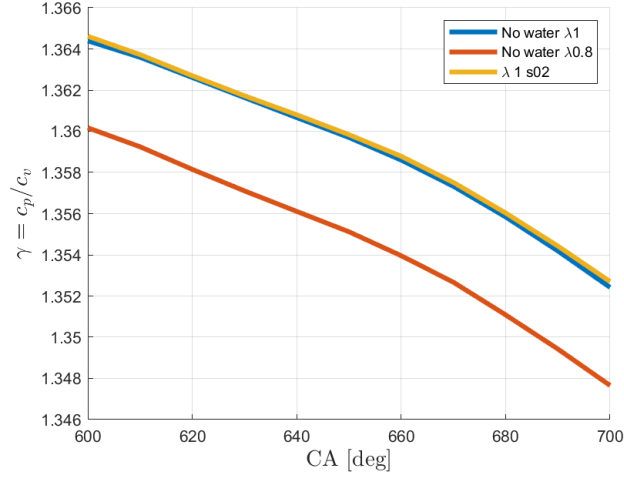


Figura 3.2: Evoluzione del rapporto dei calori specifici in camera per tre soluzioni di miscela

Al Punto Morto Superiore di fine compressione la riduzione della temperatura in camera avviene, nei due casi, in due modi differenti:

- se miscela più ricca del caso stechiometrico si ha una riduzione della temperatura dato dalla riduzione di γ ;
- se si inietta un 20% d'acqua con $\lambda = 1$ si ha riduzione della temperatura grazie al calore latente di vaporizzazione dell'acqua.

Oltre al calore latente di vaporizzazione bisogna tener conto anche delle altre differenze rispetto al combustibile. In letteratura, sono stati utilizzati sistemi con iniettori tipo PFI a bassa pressione per introdurre l'acqua. Conducendo una analisi più attenta, si nota come l'acqua possiede proprietà fisiche molto diverse rispetto a un idrocarburo (in tabella 3.1 un confronto tra iso-ottano, benzina commerciale RON95 E10 e acqua) che rendono atomizzazione e break-up più difficili.

Atomizzazione e break-up dipendono da numero di Reynolds e numero di Weber tramite il numero di Ohnesorge definito nella 3.1.

$$Re = \frac{\rho \nu D}{\mu} \quad We = \frac{\rho \nu^2 D}{\sigma} \quad Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (3.1)$$

	Iso-Ottano	RON95 E10	Acqua	
Densità, ρ ($25^{\circ}C$)	690	750	999	kg/m^3
Viscosità, ν ($25^{\circ}C$)	0.467	0.50	0.882	$mPa s$
Tensione superficiale, σ ($25^{\circ}C$)	18.32	19.80	72.71	mN/m
Tensione di vapore, p_{vap} ($20^{\circ}C$)	5.3	5.90	2.339	kPa

Tabella 3.1: Proprietà fisiche dell'iso-ottano e dell'acqua

In particolare si nota come l'effetto della maggiore densità, viscosità e tensione superficiale rende il numero di Ohnesorge per l'acqua minore rispetto a quello del combustibile e, come si evince dalla figura 3.3, il break-up è sfavorito, rendendo necessaria l'adozione di pressioni di iniezione maggiori. L'acqua, in quanto diluente,

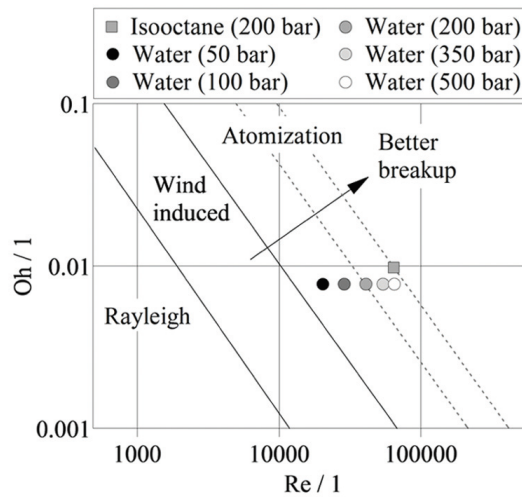


Figura 3.3: Grafico Ohnesorge-Reynolds per iso-ottano ed acqua al variare della pressione di iniezione.

produce un rallentamento della combustione con diminuzione della velocità di fiamma. La maggiore probabilità di detonazione, o pre-accensione, è di solito gestita con anticipo di accensione ritardato o arricchimento del combustibile a carico elevato. L'iniezione d'acqua viene presentata come metodo per aumentare l'efficienza e per attenuare le condizioni di detonazione. Infatti, sfruttando l'elevato calore latente di vaporizzazione dell'acqua immessa nei cilindri, può essere ottenuto un apprezzabile raffreddamento della carica che può essere ottenuto senza arricchire la miscela con conseguente potenziale vantaggio sui consumi. Inoltre, eseguire la compressione a una temperatura ridotta consente di diminuire la temperatura massima con benefici sulla detonazione e sulle emissioni. In aggiunta al margine sulla detonazione, per i

sistemi sovralimentati, l'iniezione d'acqua consente di ridurre la temperatura dei gas di scarico agli alti carichi e alle alte velocità.

3.2 Lavori di tesi precedenti

Per analizzare in dettaglio l'iniezione d'acqua, si è reso necessario un'analisi accurata della letteratura e soprattutto dei due lavori di tesi precedenti.

Nel primo elaborato [12], si ha un confronto tra le due tipologie di layout dell'iniezione d'acqua, valutata a pressioni di iniezione e *SOI* (Start Of Injection) differenti; in tabella 3.2 sono presenti i casi simulati, in cui la percentuale di H_2O è riferita alla massa totale di combustibile iniettato. In letteratura, la percentuale di H_2O iniettata viene definita con la variabile s , che dipende dall'equazione 3.2:

$$s = \frac{m_{water}}{m_{fuel,stech}} \quad (3.2)$$

PWI

P_{inj} bar	λ	s	SOI deg	EOI deg
5	0.83	0.2	250	540
25	0.83	0.2	330	429
50	0.83	0.2	330	398

DWI

P_{inj} bar	λ	s	SOI deg	EOI deg
50	0.9	0.2	395/425/455	438/468/498
100	0.9	0.2	395/425/455	425/455/485
150	0.9	0.2	395/425/455	420/450/480

Tabella 3.2: Casi simulati con sistema PWI e DWI

Il caso DWI a 100 bar di pressione di iniezione, è stato valutato anche al variare del titolo e al variare di percentuale di massa d'acqua (s). In tabella 3.3 sono riportati i casi simulati:

DWI 100 bar

λ	0.9				0.95				1			
s	0.2	0.3	0.4	0.5	0.2	0.3	0.4	0.5	0.2	0.3	0.4	0.5

Tabella 3.3: Casi simulati DWI a 100 bar a differenti λ e s

Prima di iniettare acqua nel motore, sono state effettuate simulazioni in bomba, per studiare il processo di evaporazione e le potenzialità dell'iniezione d'acqua: si tratta di simulazioni di iniezione su flusso non reagente effettuate in un cilindro chiuso di grandi dimensioni su cui si impongono le condizioni al contorno desiderate. Al variare della temperatura del dominio, si è notato che le simulazioni con temperature uguali o maggiori di 450 K presentano una completa evaporazione della massa introdotta entro il termine della simulazione, e che l'effetto di raffreddamento è sufficiente. Il caso problematico è quello a 330 K, che è la temperatura tipica dell'aria nel condotto di aspirazione del motore. Come si nota dalla figura 3.4, b si

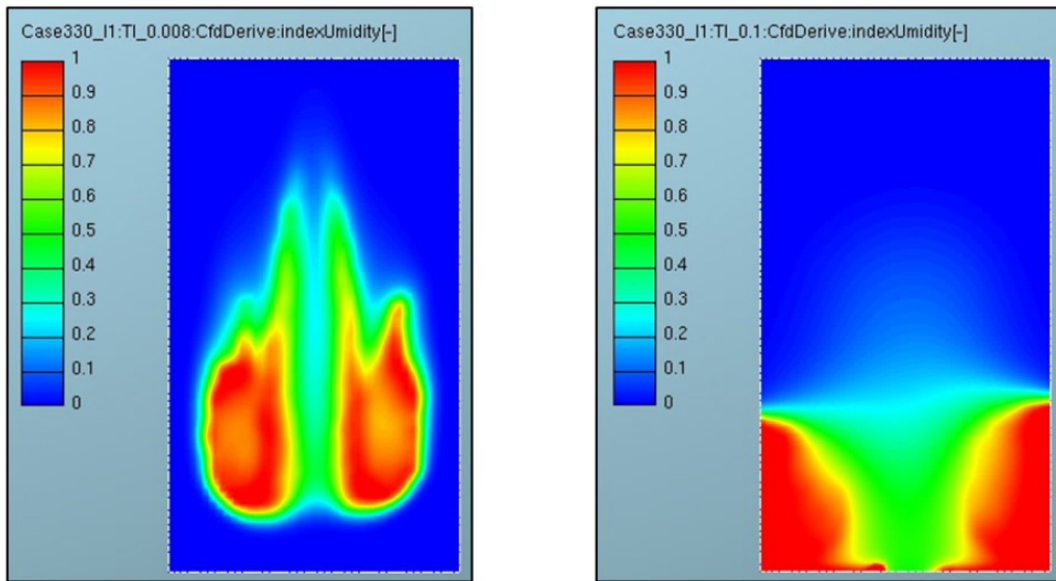


Figura 3.4: Indice di umidità caso 330 K; a) durante iniezione, b) dopo 100 ms

crea un accumulo di fase liquida che durante l'iniezione nel motore è da evitare, in quanto rapidamente si assiste al decadimento della temperatura con conseguente diminuzione della pressione di vaporizzazione, e pertanto l'acqua non evapora.

Da questo studio è emerso che nel sistema PWI, per avere completa (o sufficiente) evaporazione dell'iniettato, è necessario avere pressioni di iniezione elevate, posizionare l'iniettore vicino alle valvole di aspirazione e indirizzare il flusso verso queste ultime, in quanto nel condotto di aspirazione la temperatura dell'aria è bassa e si raggiunge facilmente il limite di saturazione; bisogna attendere che l'acqua entri in camera per avere ulteriore evaporazione della massa iniettata.

Il sistema di iniezione diretta DWI permette invece, già a pressioni di iniezione basse (riferite a quelle investigate in questo studio), di ottenere una buona evaporazione e di sfruttare efficacemente il calore latente di vaporizzazione, e con SOI ritardato si ha il miglior compromesso sull'alterazione della fluidodinamica del sistema,

andando soprattutto ad interessare il moto di tumble.

Tra i vari studiati, si sono voluti scegliere due casi da confrontare, la migliore soluzione di ogni tecnologia: per il sistema PWI si è scelto il sistema con pressione di iniezione a 50 bar e SOI 330°, mentre per il sistema DWI si è scelto il caso con pressione di iniezione a 150 bar e SOI 455°. I due layout iniettano entrambi il 20% di massa d'acqua rispetto alla massa di combustibile stechiometrica, e quello che presenta il miglior raffreddamento della carica al PMS risulta essere il sistema DWI, come visibile in figura 3.5, questo perché il sistema DWI sfrutta direttamente all'interno del cilindro il calore latente di vaporizzazione dell'acqua, riuscendo ad abbassare più efficacemente la temperatura della carica. Il sistema PWI però, a

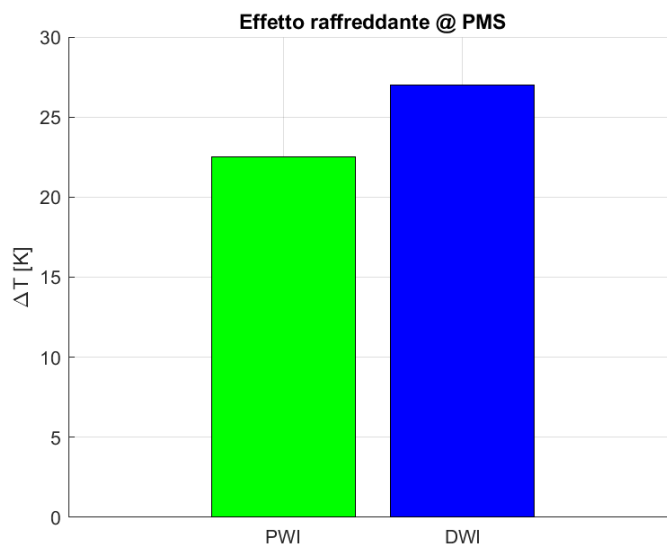
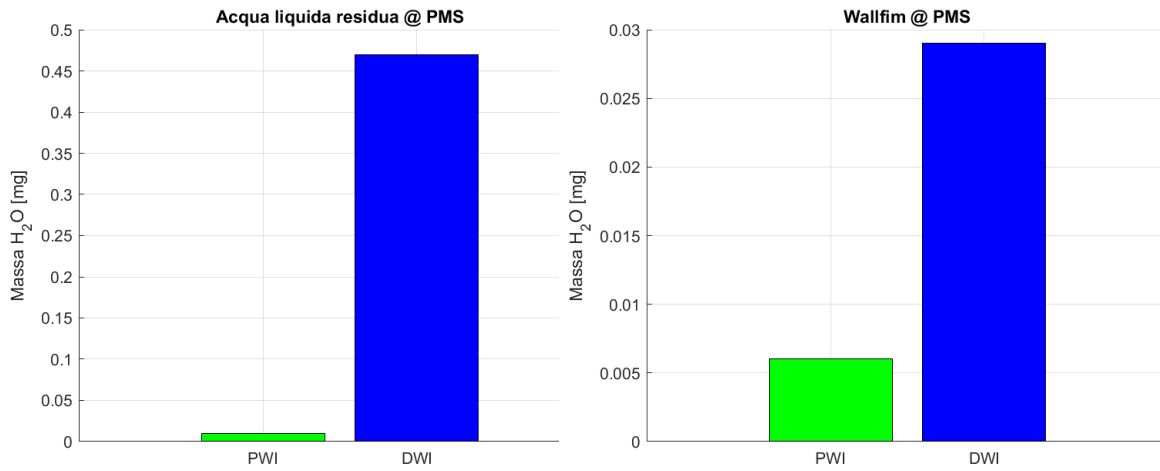


Figura 3.5: Riduzione temperatura al Punto Morto Superiore di fine compressione

differenza del DWI, non presenta acqua liquida residua né wallfilm in camera di combustione (figura 3.6): questo potrebbe comportare problemi in quanto la presenza di acqua liquida potrebbe contaminare l'olio, degradando le sue qualità. Per quanto riguarda la formazione di wallfilm in camera e residuo liquido il sistema PWI risulta vincente, ma presenta delle problematiche a livello fluidodinamico (figura 3.7):

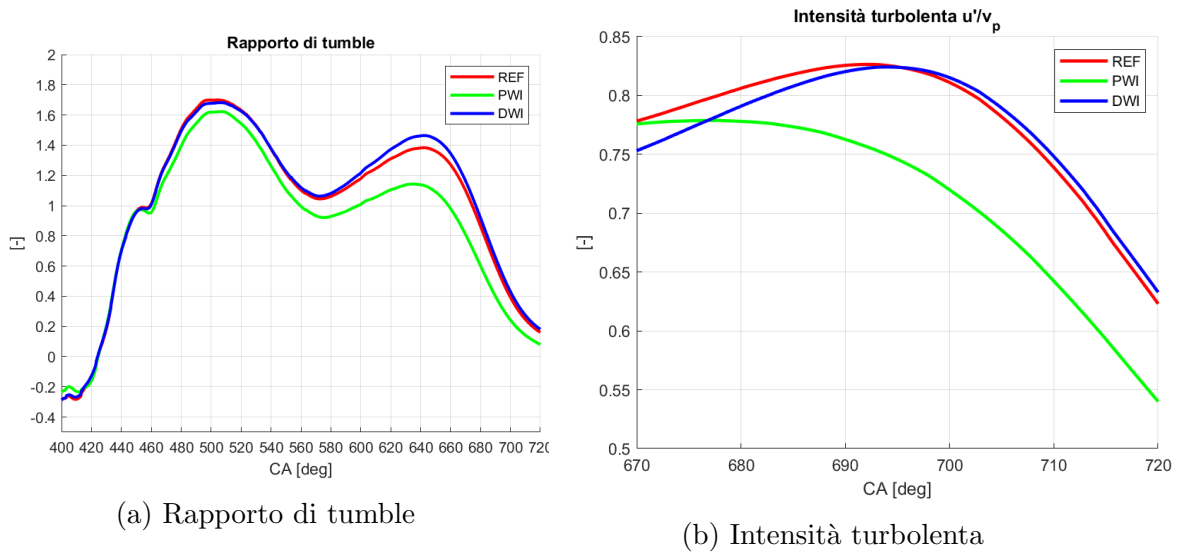
- 1) generazione sotto candela di un valore di lambda molto disuniforme;
- 2) moto di tumble fortemente diminuito;
- 3) ridotta intensità turbolenta.



(a) Massa d'acqua residua al PMS

(b) Wallfilm residuo al PMS

Figura 3.6: Differenze della massa d'acqua residua e del wallfilm tra le due tecnologie



(a) Rapporto di tumble

(b) Intensità turbolenta

Figura 3.7: Differenze del rapporto di tumble e intensità turbolenta dei due best case PWI e DWI rispetto al caso Reference, senza iniezione d'acqua

Nel secondo lavoro di tesi [10], lo studio si è concentrato sull'iniezione diretta d'acqua, partendo da 50 bar come pressione minima di iniezione, fino a 250 bar, passando per 150 bar (tabella 3.4).

	50 bar		150 bar			250 bar
	SOI					
s02	460	520	460	495	515	520
s03	440	500	440	485	505	515
s04	420	480	425	470	495	505
s05	400	460	415	460	485	500
s08	non possibile		385	430	455	470
EOI	500	560	470	515	540	540

Tabella 3.4: Casi simulati DWI al variare della pressione di iniezione e della massa d’acqua, con $\lambda = 1$

Si faccia riferimento alla tabella 3.5 per i valori di massa d’acqua iniettata.

s	02	03	04	05	08
massa d’acqua <i>mg</i>	15.13	22.7	30.3	37.8	57.6

Tabella 3.5: Masse d’acqua al variare di *s*

Per simulare in FIRE un aumento della massa d’acqua da iniettare, bisogna modificare anche la fasatura, in quanto avendo imposto i valori dell’HFR dell’iniettore, la pressione di iniezione (Δp), l’area geometrica del foro (A_{geom}), il numero di fori dell’iniettore (n_{fori}), il fluido da iniettare (ρ_{H_2O}) il regime di rotazione del motore (n), il tempo di iniezione (Δt) è funzione della massa da iniettare (m_{inj}). L’HFR di un iniettore è definito dall’equazione 3.3:

$$HFR = n_{fori} A_{geom} c_c c_v \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_{H_2O}}} \quad (3.3)$$

dove c_c è il coefficiente di contrazione, mentre c_v è il coefficiente di contrazione della velocità. Dalla definizione dell’area geometrica, si può ricavare il tempo di iniezione:

$$A_{geom} = \frac{m_{H_2O.1foro}}{\rho_{H_2O} c_c \Delta t v_{teo} c_v} \quad (3.4)$$

dove v_{teo} è la velocità teorica di efflusso. Rigirando l’equazione 3.4 si ricava il tempo di iniezione, dato che la massa da iniettare $m_{H_2O.1foro}$ è funzione della massa del combustibile. Dato il regime di rotazione n si può ricavare l’arco angolare $\Delta\theta$ necessario all’iniezione:

$$\Delta\theta = 6 \Delta t n \quad (3.5)$$

Nota la fasatura angolare dell’iniezione della massa d’acqua, si può apprezzare in figura 3.8 le varie fasature al variare della massa d’acqua introdotta in camera: la voce “non possibile” per i casi a 50 bar e $s = 0.8$ ha due spiegazioni differenti:

- nel caso con $\text{EOI } 500^\circ$ si riferisce all'impossibilità di iniziare ad iniettare l'acqua prima dell'apertura della valvola di aspirazione. Avendo come riferimento fisso l'EOI, all'aumentare della massa d'acqua da iniettare si avrebbe un SOI prima dell'evento di IVO, raffreddando i gas combusti a discapito dell'aria fresca in ingresso dal condotto di aspirazione. In questo lavoro si è valutato come target primario il raffreddamento della carica fresca al PMS, non è stata valutata quindi la possibilità di iniettare acqua a valvole di aspirazione chiuse.
- nel caso con $\text{EOI } 560^\circ$ non si è andati oltre $s = 0.5$ perché già con il 50% di massa d'acqua non si ha abbastanza tempo per l'evaporazione dell'acqua, e quindi risultati pessimi di massa liquida residua e wallfilm a parete.

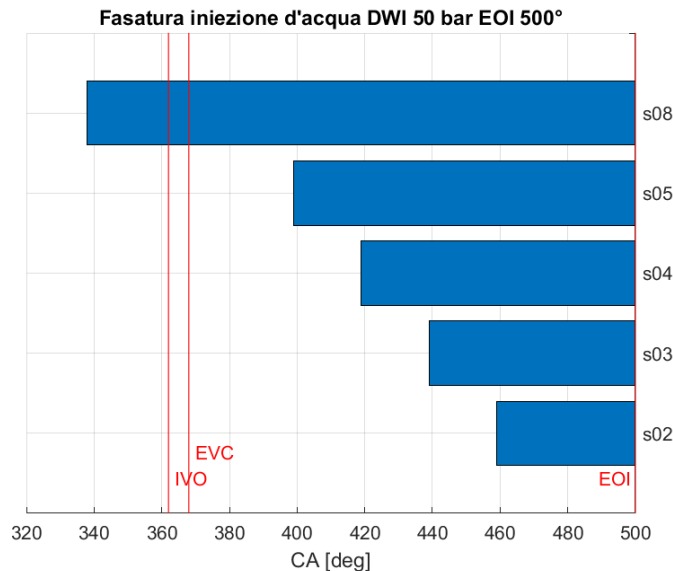


Figura 3.8: Fasatura iniezione d'acqua DWI 50 bar EOI 500°

Dalla prima campagna di simulazioni presenti in tabella 3.4 prendendo come riferimento la pressione di iniezione a 50 bar, si è notato che tra i due EOI scelti per la comparazione, quello più anticipato sia la scelta migliore, in quanto presenta un effetto evaporativo migliore al PMS (figura 3.9), anche se il caso con EOI più ritardato modifica in maniera minore il moto di tumble (figura 3.10). All'aumentare invece della quantità d'acqua introdotta si ha una diminuzione del rapporto di tumble, dovuto sia al layout dell'iniettore, sia al timing.

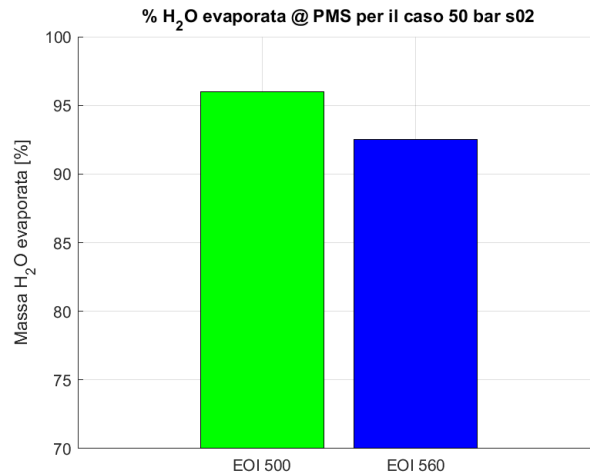
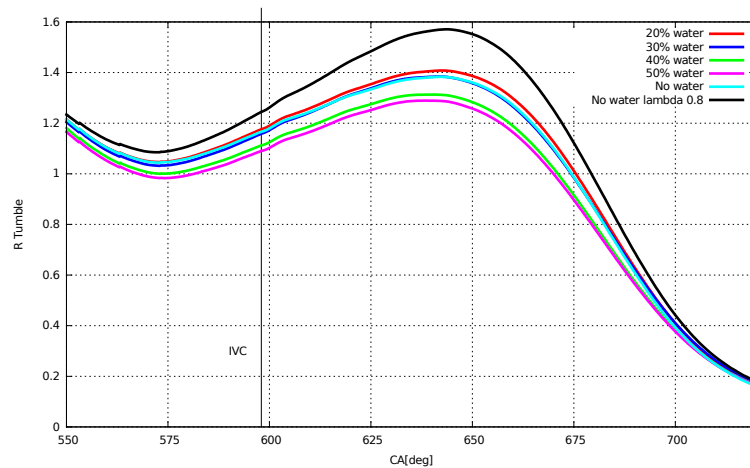


Figura 3.9: Differenza di evaporazione con il 20% di acqua iniettata

Dalla prima campagna di simulazioni presenti in tabella 3.4 prendendo come riferimento la pressione di iniezione a 50 bar, si è notato che tra i due EOI scelti per la comparazione, quello più anticipato sia la scelta migliore, in quanto presenta un effetto evaporativo migliore al PMS (figura 3.9), anche se il caso con EOI più ritardato modifica in maniera minore il moto di tumble (figura 3.10). All'aumentare invece della quantità d'acqua introdotta si ha una diminuzione del rapporto di tumble, dovuto sia al layout dell'iniettore, sia al timing. Questa tendenza si ha per tutti i casi al variare della massa iniettata, quindi fissando l'EOI a 500° CA sono stati simulati i casi al variare della massa d'acqua iniettata, valutando la differenza di temperatura ad IVC e al PMS (figura 3.11).

Figura 3.10: Moto di tumble al variare del λ e della massa d'acqua iniettata

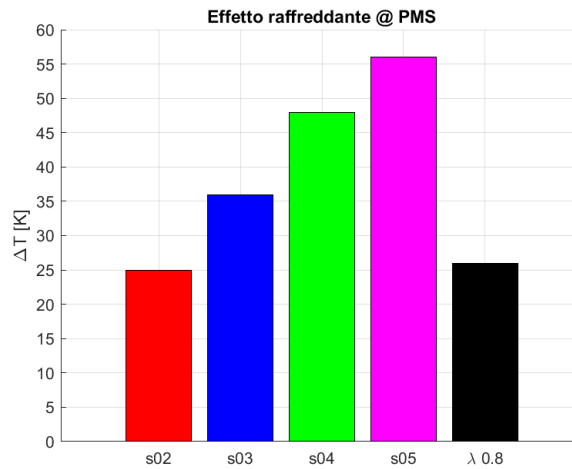


Figura 3.11: Effetto raffreddante al PMS rispetto al caso a $\lambda 1$

Il target di questo lavoro è stato trovare il massimo incremento delle prestazioni del motore attraverso la massimizzazione dell'effetto raffreddante ottenibile con l'iniezione di acqua, e dall'analisi effettuata emerge con forza che la combinazione migliore di pressione e timing iniezione, per questo particolare punto motore, sia l'adozione di una pressione massima di 150 bar, con EOI 515°, che offre una riduzione di temperatura al punto morto superiore di 88 K (figura 3.12).

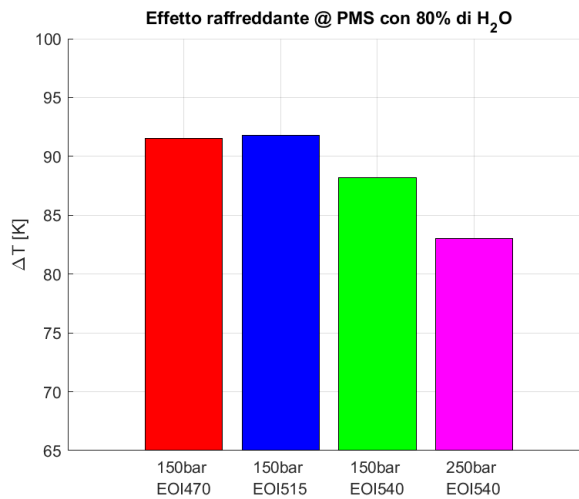


Figura 3.12: Effetto raffreddante ottenibile con 80% di massa d'acqua al variare della pressione di iniezione

Capitolo 4

Simulazione di un motore a combustione interna

All'inizio della progettazione di un motore, non si conoscono gli impatti su larga scala di alcune decisioni progettuali sulle altre, in quanto molti parametri e caratteristiche non sono ancora ben definite. La soluzione più adatta in questi casi è l'analisi a parametri concentrati. Utilizzando questo metodo, il sistema viene suddiviso in tanti sottosistemi, ognuno descritto da un modello matematico relativamente semplificato, che è possibile discretizzare e risolvere numericamente: questo permette di simulare sistemi molto complessi con elevata velocità di calcolo. Esistono vari software in grado di simulare diversi ambienti, come Amesim di Siemens, o Simulink di MathWorks; mentre Gt-Power di Gamma Technologies o Wave di Ricardo Software si concentrano maggiormente su motori a combustione interna e i relativi sottosistemi. In questo lavoro è stato utilizzato il programma OpenWAM, un programma Open-Source sviluppato dall' "Istituto Universitario de Motores Termicos - CMT" di Valencia, Spagna. Questo tipo di software è nato con uno scopo didattico, ed essendo Open-Source, si affida agli utenti stessi per correzioni e miglioramenti.

4.1 OpenWAM

OpenWAM è un codice scritto in linguaggio "C++" volto ad effettuare simulazioni monodimensionali di sistemi motoristici. Il software può essere utilizzato per l'analisi di un'ampia gamma di sistemi, a partire da semplici unioni condotti-plenum fino a complessi motori a combustione interna con turbocompressori. L'interfaccia grafica 'WAMer' (figura 4.1) permette di effettuare l'assemblaggio dei vari blocchi contenenti i modelli dei componenti e l'inserimento dei parametri che li caratterizzano. È infatti possibile costruire graficamente il sistema mettendo in collegamento i vari simboli fino ad ottenere l'impianto voluto e, una volta impostati i valori dei

parametri caratteristici, è possibile passare alla simulazione. Il software permette il

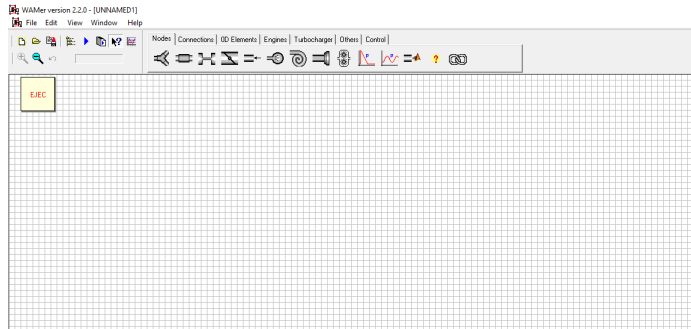


Figura 4.1: Interfaccia grafica WAMer

calcolo di più cicli motore e l'analisi del funzionamento attraverso la possibilità di salvare diverse grandezze di controllo sia in maniera istantanea che mediata per ciclo motore. Grazie a questo codice è possibile progettare una grande quantità di configurazioni di motore, ad accensione comandata o per compressione e turbocompressi. Aprendo l'interfaccia principale del programma WAMer, si nota il blocco "EJEC", che contiene tutti i parametri della simulazione come:

- Condizioni al contorno (pressione, temperatura e composizione atmosferica di riferimento);
- Durata simulazione, che è possibile specificare in cicli motore o un tempo prestabilito;
- Scelta della modalità di calcolo del rapporto tra i calori specifici ($\gamma = c_p/c_v$): costante, dipendente da composizione miscela o dipendente da composizione miscela e temperatura;
- Metodo di risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes e scelta del numero di Courant per l'analisi fluidodinamica.

Il programma è in grado di simulare diversi organi di un motore a combustione interna, utilizzando modelli di tipo mono e 0-dimensionale. Quasi tutti i blocchi sono di quest'ultimo tipo, in pratica l'unica coordinata è quella temporale, non ne hanno una spaziale, semplificando il calcolo. I blocchi dei condotti invece possiedono anche una coordinata spaziale, ipotizzando una simmetria per le restanti due. Il passo spaziale di integrazione può essere definito per ogni condotto, oppure definirne uno globale; mentre il passo temporale viene calcolato attraverso un criterio di convergenza: il criterio di 'Courant-Friedrichs-Lewy', o 'CFL'. Il criterio stabilisce che in un dato condotto, la velocità dell'informazione non possa viaggiare più veloce della

velocità di calcolo, data dal rapporto tra lo step spaziale e quello temporale. Nel caso che l'informazione in questo caso sia la velocità di un'onda, e che la massima velocità venga definita ' c_w ', il passo spaziale sia Δx e il passo temporale sia Δt , il criterio impone:

$$CFL = \frac{c_w}{\Delta x / \Delta t} < 1 \quad (4.1)$$

dove CFL è detto numero di Courant. Come si evince dalla definizione, sarebbe opportuno che il numero fosse il più vicino possibile all'unità.

4.1.1 Progetto motore GDI

Il motore GDI è stato modellato utilizzando l'interfaccia grafica WAMer, inserendo i blocchi di tutti e quattro i cilindri. In questo modello non è stato utilizzato il blocco della valvola a farfalla, in quanto le simulazioni sono state eseguite in condizioni di regime di WOT (Wide Open Throttle), e quindi non è stato necessario il suo utilizzo.

Nel blocco 'Engine' (figura 4.2) vengono inseriti tutti i parametri di funzionamento del motore, le temperature imposte in ogni elemento del modello e i coefficienti

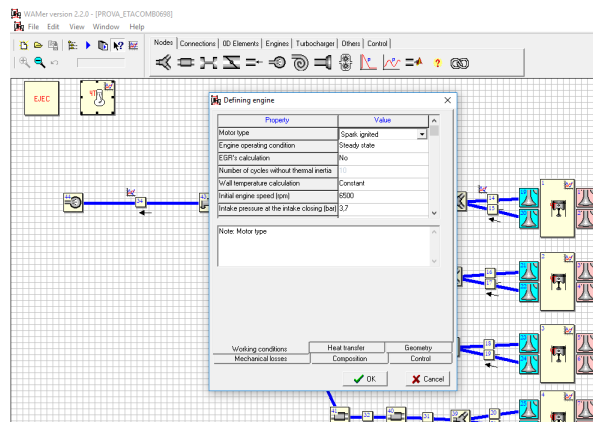


Figura 4.2: Schermata del blocco Engine

di scambio termico, la geometria, le perdite meccaniche (lasciate con valori nulli), composizione della miscela (utilizzati valori standard) e la possibilità di imporre un controllo al sistema con un controllore PID (non utile in questo caso). Le condizioni di lavoro sono le stesse che poi verranno utilizzate in AVL FIRE[®] per le simulazioni tridimensionali, e sono riassunte in tabella 4.1:

Tipo Motore	Accensione comandata
Condizioni Operative del motore	Stazionarie
Temperatura delle pareti	Costante
Regime di rotazione	6500 rpm
Efficienza di combustione	0.98
Potere calorifero inferiore del combustibile	43200 kJ/kg
Densità del combustibile	720 kg/m ³
Modello di combustione	Legge di rilascio calore imposta

Tabella 4.1: Parametri di lavoro del motore

Le temperature imposte nella cartella ‘Heat Transfer’ sono le stesse che poi andranno impostate come condizioni al contorno nelle simulazioni in AVL FIRE[®], e rimarranno costanti durante tutta la simulazione. Nel blocco Engine si può imporre la legge di rilascio calore equivalente alla combustione: sono stati utilizzati dei valori basati sull’esperienza (tabella 4.2).

Massa aria	1024 mg
Massa combustibile	98.21 mg
Regime di rotazione	6500 rpm
m	2.5
C	8
β	1
Incr α	50 deg
α_0	5 deg

Tabella 4.2: Parametri della legge di rilascio calore

Il programma OpenWAM come legge di rilascio calore utilizza il modello di Wiebe, e quindi la frazione di massa bruciata $\chi(\theta)$ rispetto alla totale è data dall’equazione:

$$\chi(\theta) = 1 - \exp \left(-a \left[\left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m+1} \right] \right) \quad (4.2)$$

Nel programma il parametro di efficienza a è il parametro C , m è il parametro di forma, *Incr α* è la durata della combustione, data da $(\theta_f - \theta_i)$, e β è la proporzione della fase della combustione (si possono studiare più fasi di rilascio calore). Compilato il blocco Engine si creano i quattro blocchi per i cilindri, e si impone l’ordine di combustione, 1 - 3 - 4 - 2. Ad ogni cilindro sono stati collegati quattro blocchi valvola: due valvole per aspirazione e scarico, imponendo ad ognuna di esse il diametro, angolo di apertura e il controllo della velocità, in questo caso rapportato al motore.

Nelle schede seguenti del blocco Valvola, si possono caricare le leggi di alzata valvola a passi discreti e i coefficienti di efflusso. Per le leggi di alzata valvola si è imposto uno step angolare di 2 deg, mentre per i coefficienti di efflusso si è imposto uno step di 0.5 mm per le valvole di aspirazione, e di 1 mm per le valvole di scarico, con alzata massima di 9.5 mm. In tabella 4.3 sono riportati i parametri inseriti nel blocco valvola, mentre in figura 4.3 si apprezza l'andamento dei coefficienti di efflusso.

Aspirazione

Diametro valvola	33 mm
Angolo apertura	330 deg
Controllo velocità	Rapportato al motore
Passo angolare legge alzata	2 deg
Alzata massima	9.5 mm
Passo calcolo C_D	0.5 mm
Diametro riferimento calcolo C_D	33 mm

Scarico

Diametro valvola	24.6 mm
Angolo apertura	130 deg
Controllo velocità	Rapportato al motore
Passo angolare legge alzata	2 deg
Alzata massima	9.5 mm
Passo calcolo C_D	1 mm
Diametro riferimento calcolo C_D	24.6 mm

Tabella 4.3: Parametri delle valvole

Il passo successivo è l'implementazione dei condotti, i plenum e le condizioni al contorno: in questo caso le condizioni al contorno sono state implementate con il blocco 'Extreme with constant P and T', in cui vengono mantenute costanti le condizioni di pressione e temperatura impostate. Non è stato modellato il gruppo turbocompressore, sia per limitare il costo computazionale, sia per la mancanza di dati precisi e mappe dettagliate di funzionamento: sono stati impostati valori riportati in tabella 4.4

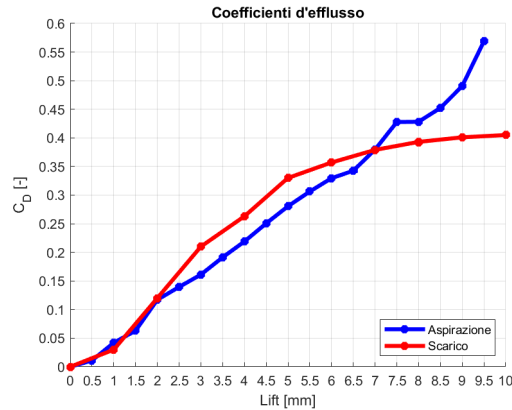


Figura 4.3: Coefficienti d'efflusso per le valvole di aspirazione e scarico

Pressione di Boost	2.4 bar
Temperatura uscita compressore	50°C
Contropressione allo scarico	4 bar
Temperatura allo scarico	527°C

Tabella 4.4: Condizioni al contorno

In tabella 4.5 sono stati riportati i valori utilizzati per i plenum. I condotti di

	Aspirazione	Scarico
Volume	1600 cm ³	500 cm ³
Pressione	2.4 bar	4 bar
Temperatura	50°C	527°C

Tabella 4.5: Parametri Plenum

aspirazione sono stati divisi in più parti: partendo dai valori del modello CAD, è stato creato un blocco per ogni sezione, in modo da rappresentare il cambio di sezione lungo tutto il condotto; in tabella 4.6 è stata riportata la geometria adottata per i blocchi del condotto. Per ogni blocco del condotto sono stati impostati dei parametri, come il passo spaziale della mesh monodimensionale a 8 mm, il numero di Courant uguale a 0.4 e il metodo di calcolo TVD, che si è rivelato il più stabile da utilizzare con questo tipo di simulazioni. Come ultimo blocco è stato compilato l'‘EJEC’, impostato come in tabella 4.7. In figura 4.4 si nota il progetto del modello completo.

Sono stati impostati 20 cicli di simulazione per essere sicuri di raggiungere delle condizioni di funzionamento stabili e regimate.

Vengono riportati alcuni grafici significativi del funzionamento del modello.

Lunghezza condotto	Diametro sezione
0 mm	Diametro valvola
90 mm	50 mm
160 mm	50 mm
260 mm	64 mm
350 mm	64 mm

Tabella 4.6: Geometria sezione condotti di aspirazione

Numero cicli motore da simulare	20
Tipo di calcoli calori specifici	Costanti
Pressione aria esterna	1 bar
Temperatura aria esterna	25°C
Metodo di calcolo	TVD
Numero di Courant	0.4

Tabella 4.7: Parametri di simulazione del blocco ‘EJEC’

Tutti i grafici relativi ad un solo ciclo motore (figg. 4.5, 4.6a) , si riferiscono all’ultimo ciclo della simulazione. Si nota già dopo qualche ciclo i valori di coppia e BMEP si stabilizzano (figura4.7).

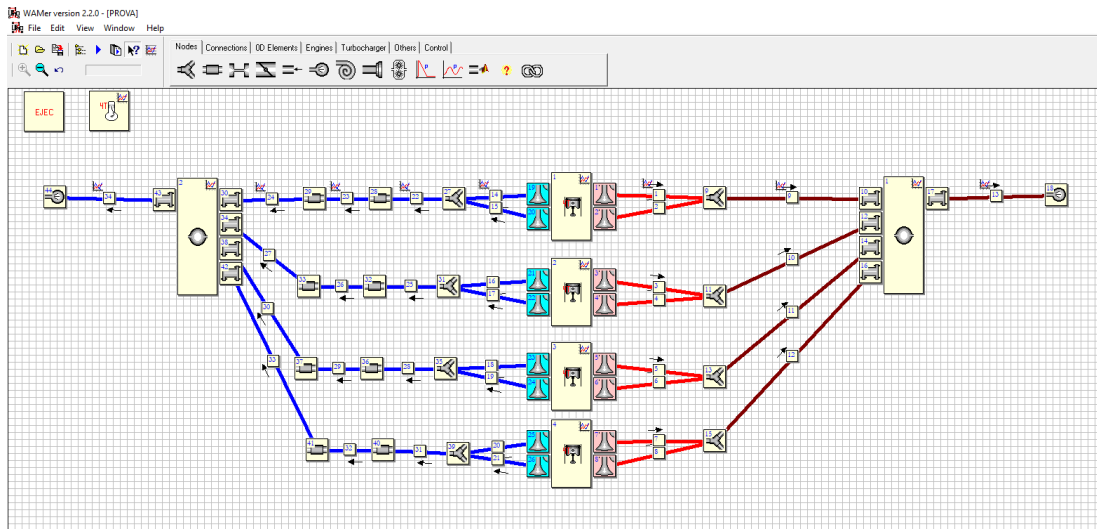
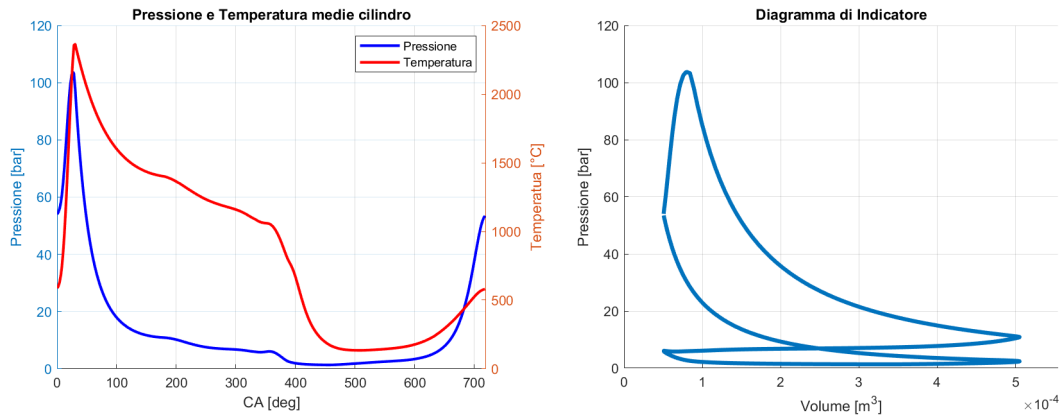
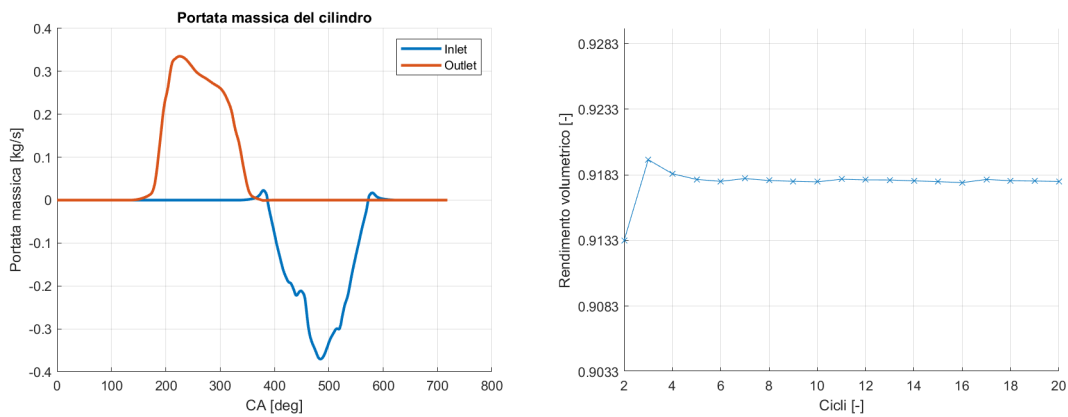


Figura 4.4: Progetto completo



(a) Pressione e temperatura all'interno del cilindro 1 (b) Diagramma di indicatore relativo al cilindro 1

Figura 4.5: Grandezze medie interne cilindro



(a) Andamento della portata massica nel cilindro 1 (b) Andamento del rendimento volumetrico nei cicli simulati

Figura 4.6: Andamenti della portata massica sul ciclo medio e del rendimento volumetrico per ogni ciclo simulato

Dagli andamenti di pressione e temperatura nei vari ambienti simulati, si possono ricavare le condizioni iniziali da attribuire ai volumi nella simulazione tridimensionale in AVL FIRE[®].

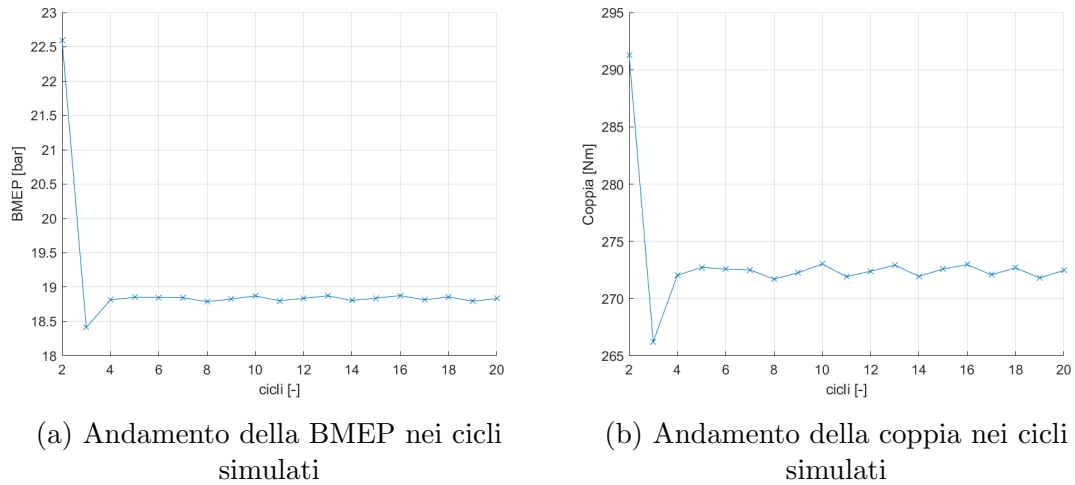


Figura 4.7: Andamenti di BMEP e coppia medi per ogni ciclo simulato

4.2 Impostazione del calcolo in AVL FIRE®

Ultimata la simulazione monodimensionale dal programma OpenWAM, si può passare alle simulazioni tridimensionali, per mezzo del programma AVL FIRE: bisognerà importare la geometria, creare la mesh dinamica, impostare il calcolo e avviare la simulazione. Prima di iniettare l'acqua nel motore, si è fatta una simulazione di aspirata, con sola iniezione di combustibile, creando degli opportuni 'backup' che saranno riutilizzati come ripartenze per le simulazioni di iniezione d'acqua, in modo tale da recuperare del tempo macchina. Avendo valutato la possibilità di far partire delle iniezioni d'acqua prima di 330 CA come nelle precedenti simulazioni, si è impostata la simulazione *reference* con i parametri in tabella 4.8, mentre in tabella 4.9 si trova il passo angolare utilizzato per il calcolo.

Start angle	200 deg
End angle	720 deg
Engine speed	6500 rpm

Tabella 4.8: Parametri della simulazione

	CA	$\Delta\alpha$ deg
upto	415	0.2
upto	460	0.1
upto	720	0.2

Tabella 4.9: Discretizzazione dominio angolare

Per la simulazione si è utilizzato un sistema di equazioni RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), dove le grandezze risultano non più istantanee, ma mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono seguire, ma sufficientemente grande rispetto ai disturbi della turbolenza.

Una descrizione degli effetti della turbolenza sul flusso medio è comunque richiesto perché nelle equazioni della quantità di moto si perdono tutti i dettagli riguardanti lo stato di moto riguardante le fluttuazioni istantanee: si ha bisogno di inserire dei modelli per la turbolenza, e quindi aumentare il numero di equazioni. Il modello di turbolenza utilizzato in queste simulazioni è stato il modello $k - \epsilon$, che prevede la risoluzione di due equazioni aggiuntive per il trasporto. In tabella 4.10 sono riassunti i modelli utilizzati in queste simulazioni.

Modello di turbolenza	$k - \epsilon$
Trattamento a parete	Hybrid Wall Treatment
Trasferimento calore a parete	Han-Reitz Model
Modello di trasporto	General

Tabella 4.10: Modelli utilizzati in simulazione

Il modello per il trasporto General permette di tracciare tutte le specie chimiche in ogni cella durante la simulazione; è indispensabile attivarlo quando si inietta, oltre al combustibile, anche l'acqua. Per quanto riguarda l'iniezione, il modello di spray si avvale dell'utilizzo di alcune sub-routine per il break-up primario e secondario, impostate nella sezione 'user-function'. In figura 4.8 si può notare la scelta dei submodels per fenomeni fisici come l'evaporazione, l'interazione spray-wallfilm, lo splashing delle gocce e lo scambio di energia.

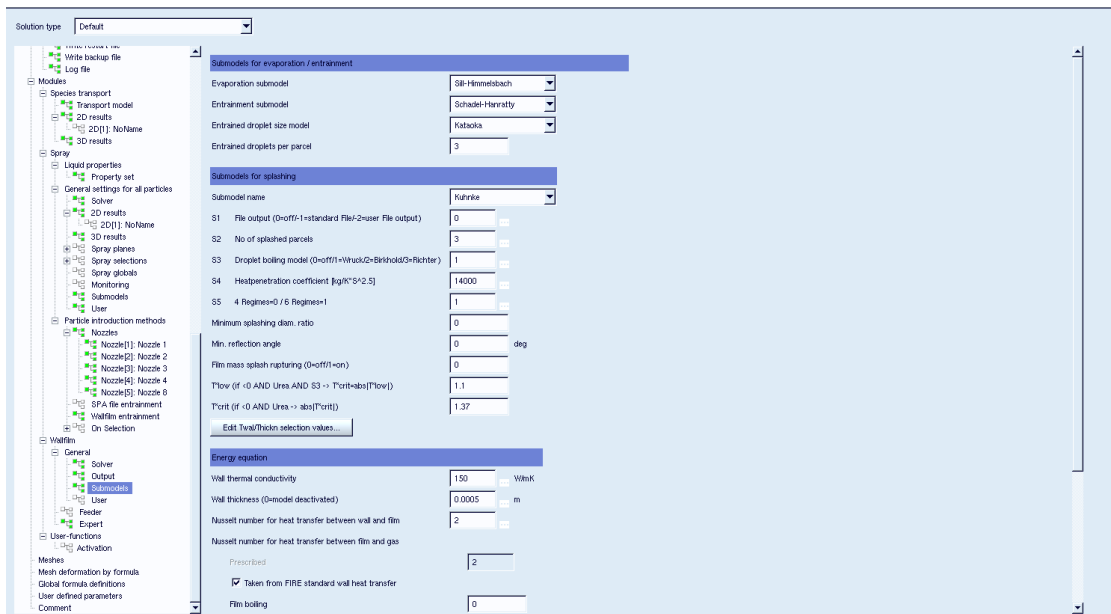


Figura 4.8: Schermata di scelta dei submodels da utilizzare nella simulazione

Di seguito sono riportate le impostazioni del solutore ottimizzate per una corretta esecuzione delle simulazioni.

	Fattori di sottorilassamento	Criteri di convergenza
Momento	0.2	0.0001
Pressione	0.1	0.0001
Turb. kin. energy	0.1	0.0001
Turb. diss. rate	0.1	0.0001
Energia	0.4	0.0001
Sorgente di massa	1	0.0001
Viscosità	1	0.0001
Scalare	0.8	0.0001

Tabella 4.11: Fattori di sottorilassamento e criteri di convergenza

Una volta impostati tutti i modelli e i criteri di convergenza, si passa all'implementazione delle condizioni al contorno su tutte le superfici del modello. In tabella 4.12 sono riassunte le condizioni al contorno (*Boundary Conditions*), mentre in tabella 4.13 sono presenti le condizioni iniziali (*initial conditions*) attribuite ai tre volumi (aspirazione, camera combustione, scarico) all'istante di inizio simulazione.

Boundary	Type	Value
Exhaust Valve	Wall	T=800 K
Intake Valve	Wall	T=630 K
Piston	Movement	T=570 K
Cylinder	Wall	T=540 K
Head	Wall	T=560 K
Intake	Wall	T=323.15 K
Exhaust	Wall	T=530 K
Spark Plug	Wall	T=1000 K
Symmetry	Symmetry	//

Tabella 4.12: Condizioni al contorno

Selections	Type	Value
ini_chamber	Pressure	1017470 Pa
	Temperature	1636.27 K
	Turb. kin. energy	0.5815 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	72.8629 m ² /s ³
ini_intake	Pressure	225480 Pa
	Temperature	342.779 K
	Turb. kin. energy	3.4801 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	1066.77 m ² /s ³
ini_exhaust	Pressure	533820.75 Pa
	Temperature	1401.48 K
	Turb. kin. energy	0.001 m ² /s ²
	Turb. diss. rate	0.00519615 m ² /s ³

Tabella 4.13: Condizioni iniziali

Per le condizioni iniziali, i valori impostati derivano dalle simulazioni effettuate con OpenWAM. I dati di pressione e temperatura sono facilmente reperibili dai risultati offerti dal programma, mentre i valori di energia cinetica turbolenta (*tke*) ed ϵ (*Turbulence Dissipation Rate*) sono stati calcolati tramite le seguenti equazioni. L'energia cinetica turbolenta si calcola tramite l'equazione

$$tke = \frac{2}{3}(I \cdot v_t)^2 \quad (4.3)$$

dove

$$I = \frac{u'(t)}{\bar{u}} \quad (4.4)$$

Nell'equazione 4.4 la I è l'intensità di turbolenza, e viene definita come il rapporto tra la componente fluttuante della velocità $u'(t)$ e la sua componente media \bar{u} ; mentre v_t è la velocità turbolenta. Non avendo però dati sperimentali, si è utilizzata l'equazione approssimata 4.5:

$$tke = (0.1 \cdot v_t)^2 \quad (4.5)$$

in cui la velocità turbolenta viene valutata diversamente a seconda del volume di riferimento per la simulazione: per il condotto di aspirazione si è utilizzata la velocità media del pistone, mentre per la camera di combustione si è utilizzata la velocità istantanea del pistone, che è nota a priori dalla legge di manovellismo e dal regime di rotazione del motore.

$$v_{t,intake} = v_{p,med} = 2 \cdot c \cdot n \quad (4.6)$$

$$v_{t,chamber} = v_{p,ist} \quad (4.7)$$

La turbulence dissipation rate (ϵ) viene calcolata da FIRE in automatico, utilizzando l'equazione 4.8; imponendo la turbulence length scale (l) a 0.001 m, che è una stima della grandezza fisica dei vortici contenenti energia in un flusso turbolento.

$$\epsilon = C_\mu^{3/4} tk\epsilon^{3/2} l^{-1} \quad (4.8)$$

C_μ è un parametro del modello $k - \epsilon$ e il valore tipico utilizzato è 0.09.

Per le Boundary di Inlet e di Outlet la condizione al contorno è differente rispetto alla condizione di 'wall' (con temperatura imposta) attribuita a tutte le altre, sono state impostate delle leggi di portata, pressione e temperatura ottenute da OpenWAM. In figura 4.9 sono rappresentate le condizioni al contorno per la sezione di Inlet, dove si fa notare che la portata massica è la metà dell'output dato dal programma, in quanto si è scelto di sfruttare la simmetria del problema e di lavorare solo su una metà simmetrica della geometria per alleggerire il costo computazionale; in figura 4.10 sono presenti le condizioni al contorno della sezione di Outlet.

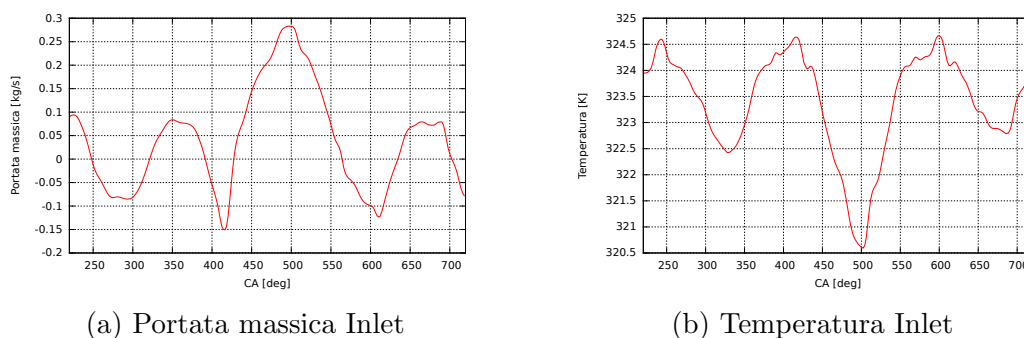


Figura 4.9: Condizioni al contorno Inlet

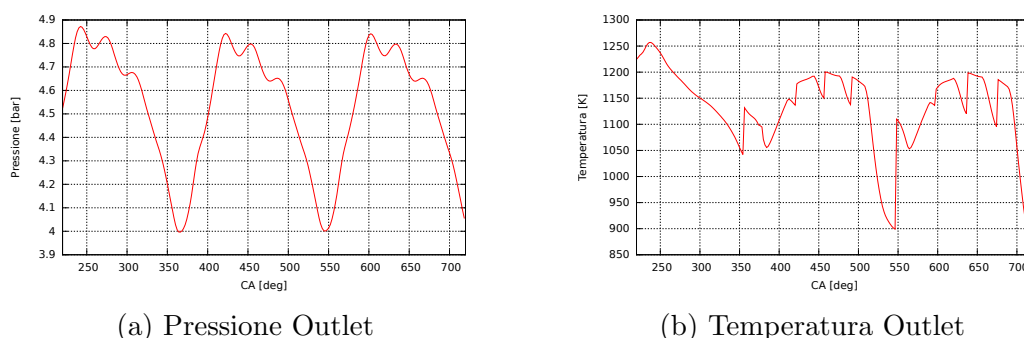


Figura 4.10: Condizioni al contorno Outlet

Capitolo 5

Campagna di simulazioni al punto motore di massima potenza

La prima parte del lavoro di questa tesi è stato svolto sull'ottimizzazione delle simulazioni con layout di iniezione d'acqua nel condotto di aspirazione, il PWI, avendo perfezionato e migliorato le conoscenze sulla simulazione di iniezione d'acqua grazie allo studio svolto nei lavori di tesi precedenti, valutando la possibilità di una fasatura di iniezione molto anticipata rispetto ai casi studiati in precedenza [12]. Il primo passo è stato quello di impostare una matrice di simulazioni al variare della pressione di iniezione e dello Start Of Injection (SOI) mantenendo invariata la massa d'acqua introdotta, in questo caso il 20% della massa di combustibile iniettato (tabella 5.1).

Pressione di iniezione acqua	SOI	$\Delta\theta_{\text{INJ}}$
5 bar	220	188
	280	188
25 bar	220	85
	350	85
50 bar	240	60
	370	60

Tabella 5.1: Matrice di simulazioni PWI con titolo di miscela $\lambda = 1$ e $s = 0.2$

Si ricorda che il punto motore scelto per le simulazioni è quello di massima potenza, in condizioni WOT (Wide Open Throttle) e regime di rotazione uguale a 6500 rpm. Nota la massa da iniettare, il regime di rotazione del motore e caratterizzato l'iniettore, il tempo di iniezione varia con la pressione di iniezione. In figura 5.1 si

può valutare la fasatura di iniezione di queste simulazioni; si fa notare che iniettando nel condotto di aspirazione, non c'è alcun problema ad utilizzare un SOI che precede l'evento di apertura valvola di aspirazione IVO.

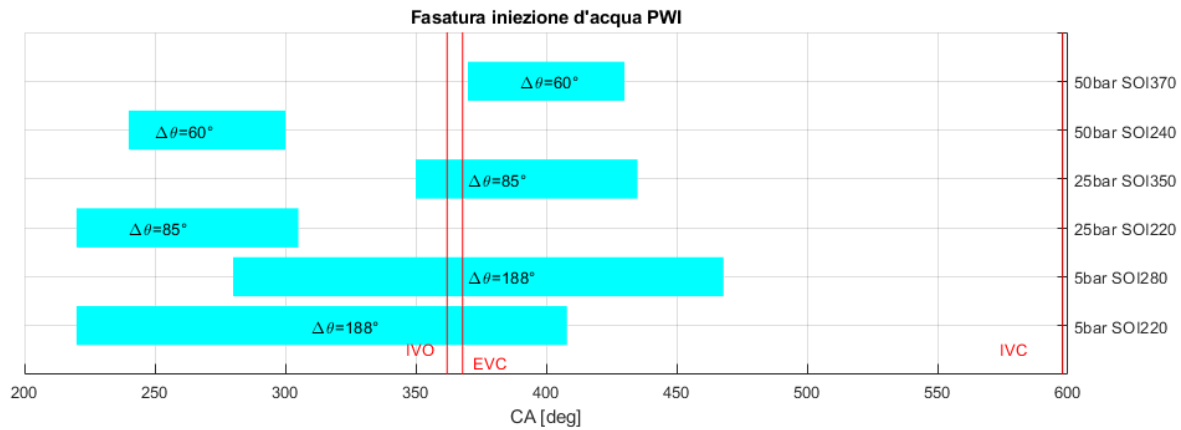


Figura 5.1: Fasatura sistema PWI al variare della pressione di iniezione e del SOI

5.1 Ricerca del Best Case

Obiettivo primario in questo caso è la ricerca del miglior raffreddamento della carica al PMS, ma a parità di massa d'acqua introdotta, si ricerca il caso migliore che perturbi in maniera meno eccessiva la fluidodinamica del motore. Le simulazioni sono state confrontate con un caso 'Reference', una simulazione con sola iniezione di combustibile, e titolo pari a $\lambda = 1$.

Condizione primaria della ricerca è stata la fasatura corretta di SOI per avere tutta l'acqua iniettata all'interno del cilindro per tutte le pressioni di iniezione analizzate. quindi si è utilizzato uno Start Of Injection molto anticipato, per sfruttare il gradiente positivo di velocità del flusso d'aria nel condotto di aspirazione.

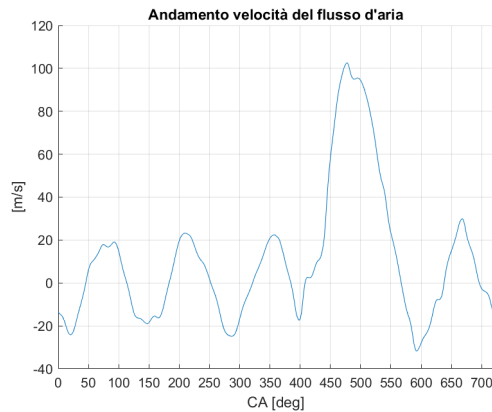


Figura 5.2: Andamento della velocità del flusso d’aria nella sezione perpendicolare dove avviene l’iniezione d’acqua

Dalla figura 5.2 ottenuta dal programma di simulazione monodimensionale OpenWAM, si nota che tra i 400° e i 500° di angolo di manovella esiste un forte gradiente positivo di velocità che si è cercato di sfruttare, anticipando lo SOI per ultimare il prima possibile l’iniezione d’acqua e poter accelerare la maggior quantità di goccioline, in modo da avere il miglior riempimento possibile, per poter confrontare meglio i vari casi studiati a parità di massa d’acqua introdotta ed evaporata nella camera di combustione. Un limite per questa tecnologia è la formazione di film fluido nel condotto di aspirazione e nella valvola in ingresso, limitando quindi l’ingresso d’acqua nel cilindro. Le simulazioni con pressione di iniezione minore (5 bar) hanno evidenziato un elevato wallfilm nel condotto di aspirazione, mentre il film fluido in camera di combustione è molto basso per tutte le simulazioni effettuate, si è nell’intorno dei 10^{-3} mg di massa (figura 5.3). Come si nota dalla figura 5.4 i casi a 5 bar sono quelli con la minor massa d’acqua evaporata in camera, ma al pari di tutti gli altri casi testati, il residuo di massa liquida (l’acqua che non è evaporata ma non si è depositata in wallfilm) è veramente molto piccolo. Molta massa liquida residua potrebbe avere degli svantaggi durante la combustione: il fronte di fiamma, durante la sua corsa, potrebbe trovarsi di fronte alcune sacche di acqua liquida, che evaporando istantaneamente modificano la velocità del fronte, aumentando quindi il tempo per la combustione di tutta la carica, esponendo il motore ad una maggiore variabilità ciclica. Prendendo in considerazione la massa d’acqua evaporata nel cilindro, si nota in figura 5.5 che il sistema a più alta pressione di iniezione e SOI anticipato è quello con la maggior massa evaporata tra i casi testati, è stato uno dei pochi a superare l’80% di massa evaporata (rispetto a quella iniettata) nel cilindro, e che ha il miglior *evaporation rate*: prendendo in esame i 3 casi migliori, si è valutato la velocità nell’evaporazione della stessa massa (figura 5.5b). Con la maggior massa d’acqua evaporata in camera, il caso a 50 bar e SOI 240° è stato

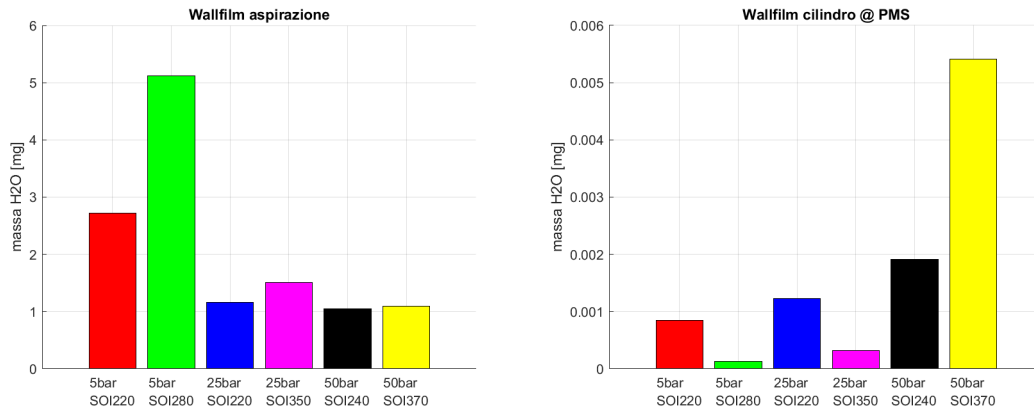
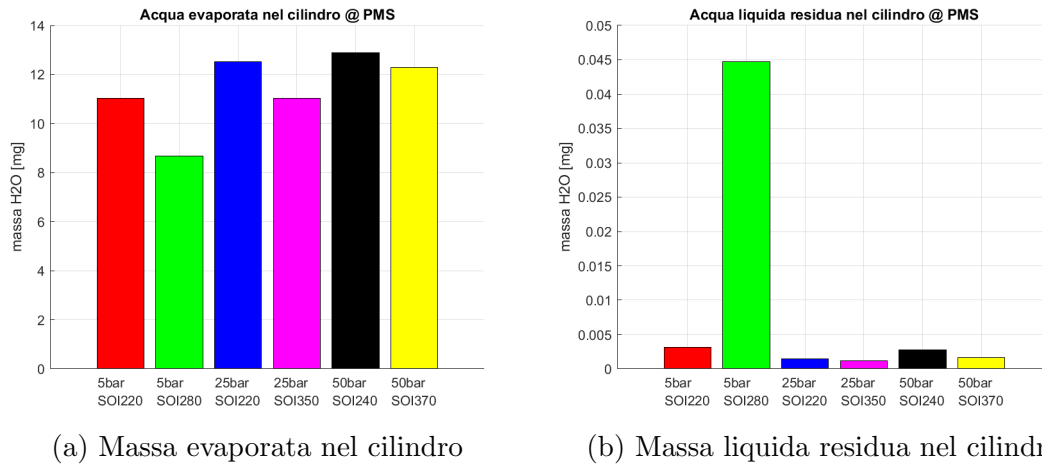


Figura 5.3: Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione



(a) Massa evaporata nel cilindro

(b) Massa liquida residua nel cilindro

Figura 5.4: Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della pressione di iniezione e del SOI

quello con il maggior effetto raffreddante al PMS in confronto al caso reference, con una diminuzione della temperatura di 17.5 K, ma ancora non confrontabile con i valori ottenuti con l'aumento di combustibile fino a $\lambda = 0.8$; in figura 5.6 si può apprezzare la temperatura della camera al PMS.

Confrontando le differenze di temperatura all'istante di chiusura delle valvole di aspirazione, il sistema di iniezione d'acqua (nel caso migliore il 50 bar SOI 240°) presenta una diminuzione maggiore rispetto al caso con $\lambda = 0.8$ di 4 K (figura 5.7): una minor temperatura ad inizio compressione permette di raggiungere una temperatura di fine compressione minore rispetto al caso senz'acqua con $\lambda = 1$, ma questo effetto non è tale da controbilanciare la variazione del γ ad opera del maggior

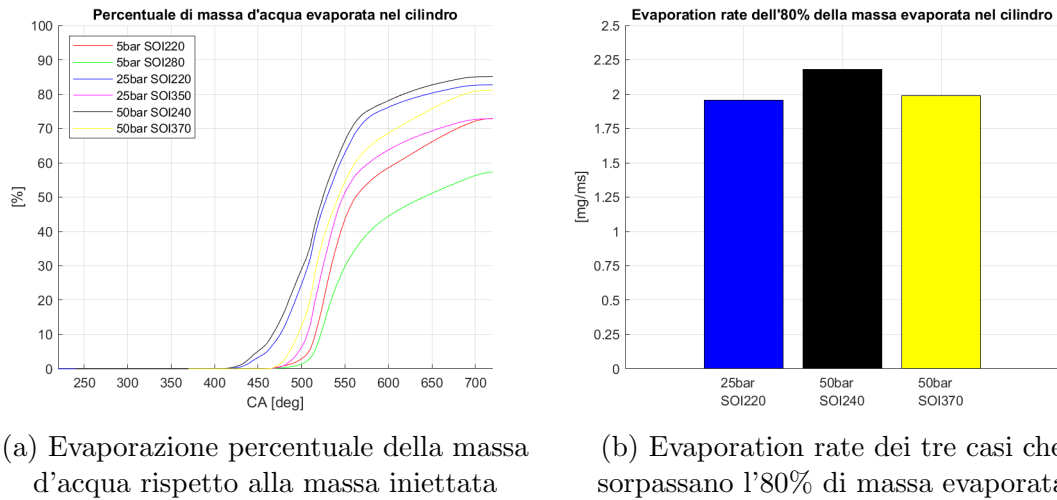


Figura 5.5: Evaporazione della massa d'acqua nel cilindro

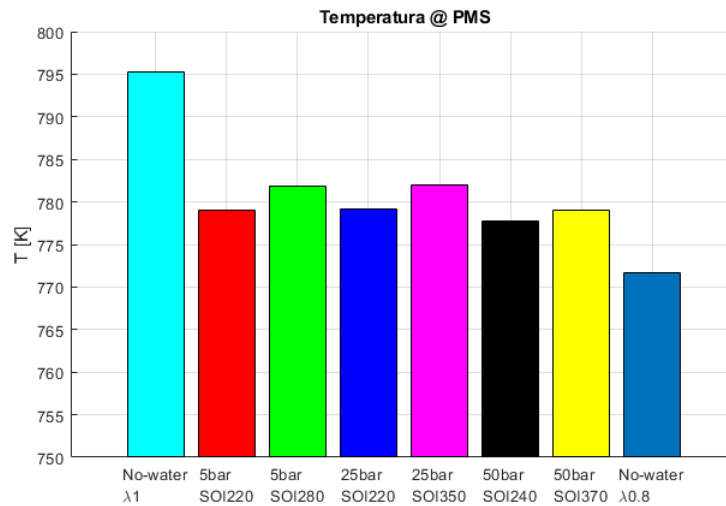


Figura 5.6: Temperatura della camera di combustione al Punto Morto Superiore

combustibile (simulazione $\lambda = 0.8$), che raggiunge la minor temperatura al Punto Morto Superiore.

In tutti questi casi testati si ha una diminuzione del rapporto di tumble rispetto al caso di riferimento, e quindi ci si aspetta una diminuzione dell'intensità turbolenta. Le soluzioni che meno perturbano il moto di tumble e l'intensità turbolenta sono stati il 50 bar SOI 240° e il 5 bar SOI 280° (figura 5.8), ma il caso a 5 bar presenta un wallfilm nel condotto di aspirazione importante, circa un terzo dell'intera massa d'acqua iniettata, quindi la minor perturbazione è dovuta al fatto che è entrata

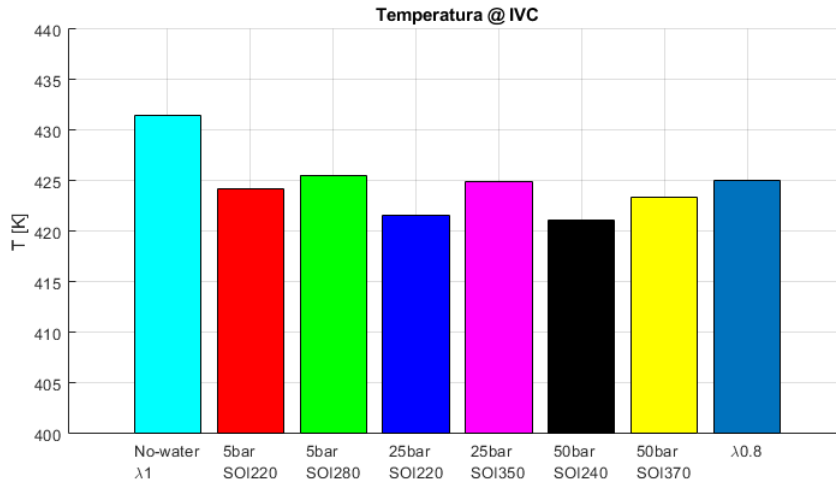


Figura 5.7: Temperatura della carica alla chiusura delle valvole di aspirazione

meno massa in camera. Il programma utilizzato FIRE[®] ha la possibilità di avere in output l'energia cinetica turbolenta (*tke*), da cui con l'equazione 4.3 si ricava la componente fluttuante della velocità da utilizzare nell'equazione 4.4 (figura 5.8b). La diminuzione di Intensità turbolenta si può apprezzare anche dalle sezioni della

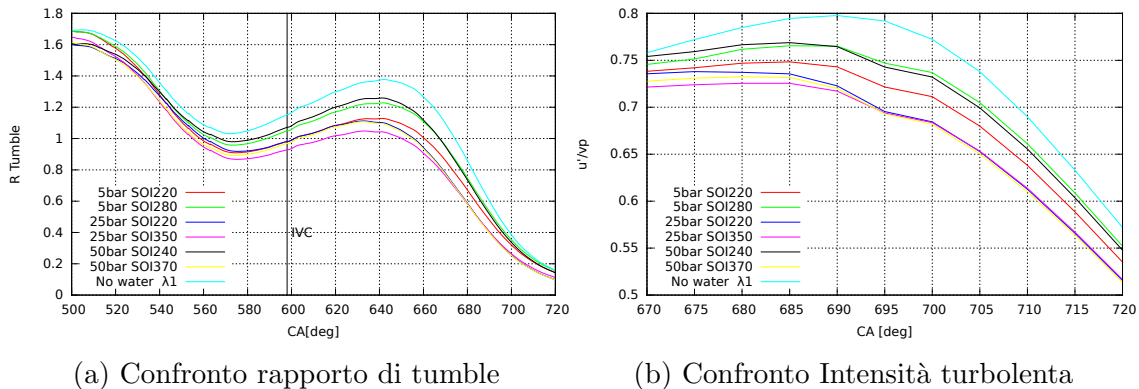


Figura 5.8: Moto di tumble e intensità turbolenta al variare della pressione di iniezione e del SOI

camera in figura 5.9 relativa al 705° CA del caso Reference e del caso con iniezione d'acqua a 50 bar e SOI 240°. Per quanto riguarda l'omogeneizzazione della carica, come visibile in figura 5.10 il caso con iniezione d'acqua è meno omogeneo rispetto al caso reference; si noti che in questo caso la variabile è ϕ , che è uguale a $\phi = 1/\lambda$. Nel caso con la Water Injection, si ha una miscela grassa nell'intorno delle valvole di scarico, posizione meno gradita per la sicurezza sul fenomeno della detonazione.

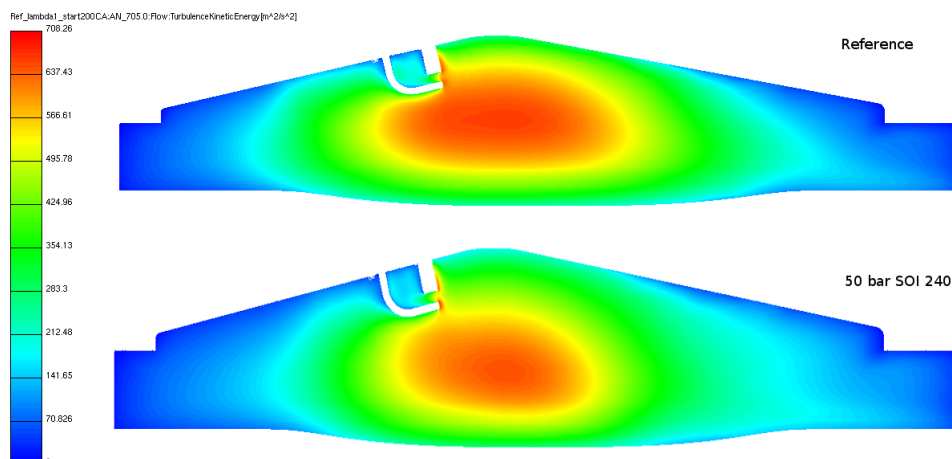


Figura 5.9: Confronto energia cinetica turbolenta a 705° CA per i casi Reference e 50 bar SOI 240°

Per valutare meglio la possibile influenza del titolo alla combustione, in relazione

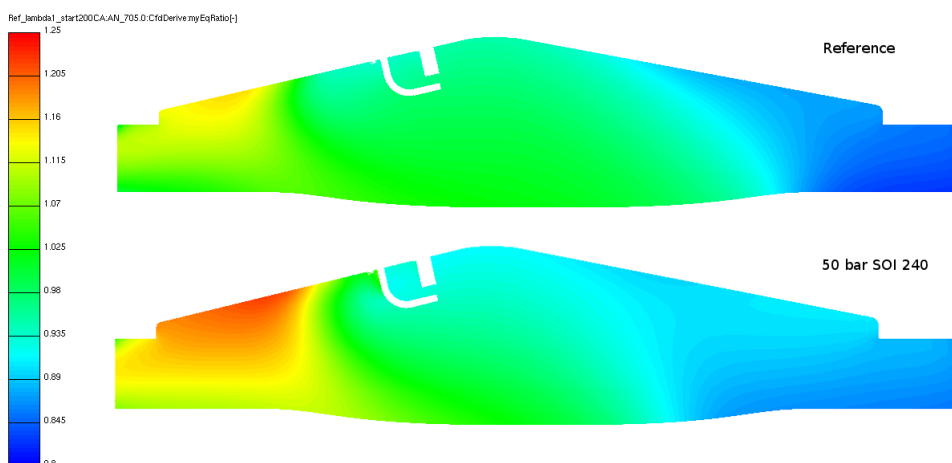


Figura 5.10: Confronto del rapporto di equivalenza a 705° CA per i casi Reference e 50 bar SOI 240

soprattutto al suo inizio, si è andato a valutare nell'intorno della candela quale fosse l'andamento del λ all'avvicinarsi del PMS; in figura 5.11 si hanno i valori da 670° a 720° CA. Si può notare che i casi con iniezione d'acqua presentano un comportamento sfavorevole, in quanto all'avvicinarsi del PMS il titolo in un volume di raggio di 1 cm dalla candela aumenta, sfavorendo i primi istanti di formazione del fronte di fiamma, che avrà probabilmente un MFB 0-10 (Mass Fraction Burnt) molto lungo, che incide molto sulla variabilità ciclica del motore. La deviazione standard

del titolo sempre nello stesso volume decresce all'avvicinarsi del PMS, significa che la miscela tende ad omogeneizzarsi, fenomeno gradito.

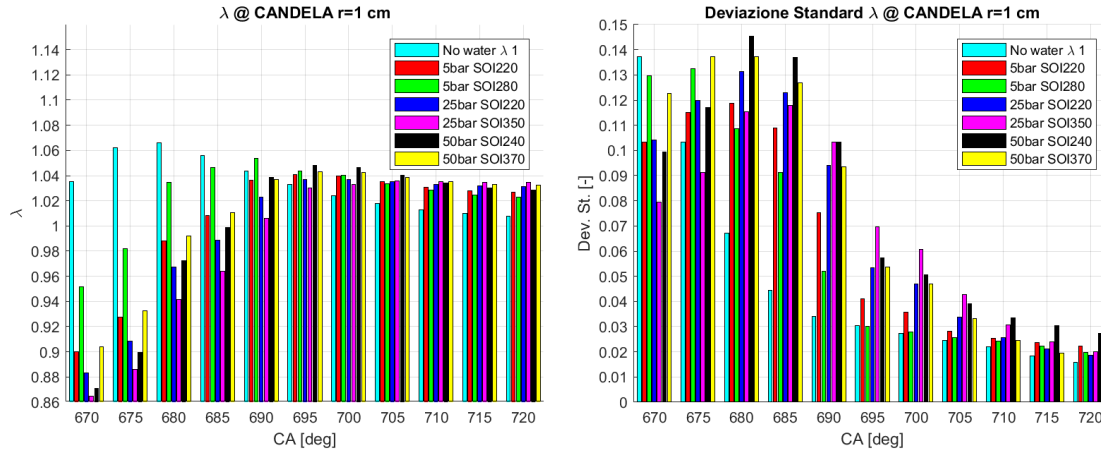


Figura 5.11: Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela

In letteratura vi sono alcuni studi sperimentali sull'iniezione PWI [15], in cui l'effetto dell'allungamento del tempo di combustione è compensato dalla possibilità di aumentare lo SA e riuscire ad avere una combustione bilanciata con un MFB-50 su valori ottimali.

5.2 Analisi Best Case al variare della massa d'acqua iniettata

Tra le soluzioni testate nella sezione precedente, quella migliore sul raffreddamento della carica e minor scompensamento delle condizioni fluidodinamiche è stata la 50 bar SOI 240°. Partendo da questa base si è valutato l'impatto dell'aumento della massa d'acqua mantenendo costanti la pressione d'iniezione e lo Start Of Injection: si è quindi proceduto alla simulazione dei casi con $s = \{0.4; 0.5; 0.6\}$. Le masse d'acqua iniettate sono:

50 bar SOI 240	Massa d'acqua mg
s02	15.134
s04	30.268
s05	37.835
s06	45.402

Tabella 5.2: Massa d'acqua iniettata variabile per il caso a 50 bar SOI 240°

Come ci si aspettava, all'aumentare della massa d'acqua iniettata, è aumentato il wallfilm in entrambi gli ambienti, anche se in camera di combustione si è nell'ordine del decimo di mg . Nel condotto di aspirazione invece l'aumento è stato considerevole, attestandosi a circa 4.5 mg per il caso al 60% di massa di H_2O iniettata (figura 5.12). Riguardo la massa d'acqua entrante in camera, si ha la completa evaporazione, il

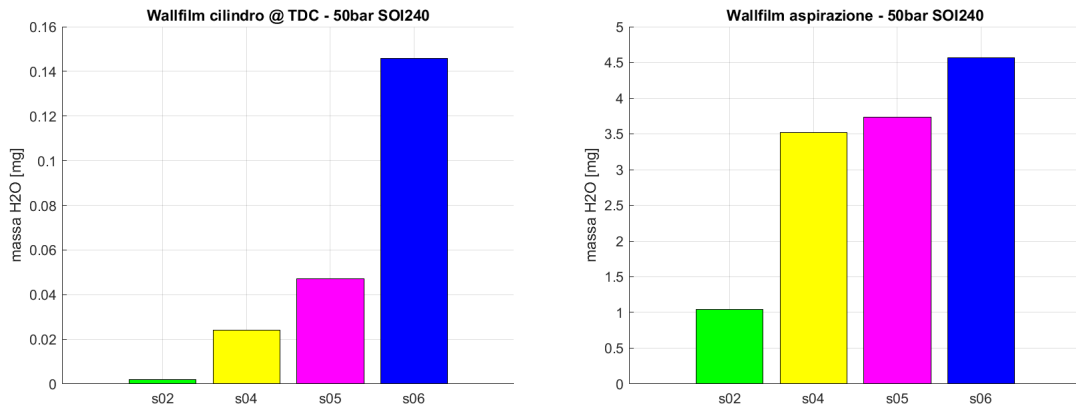
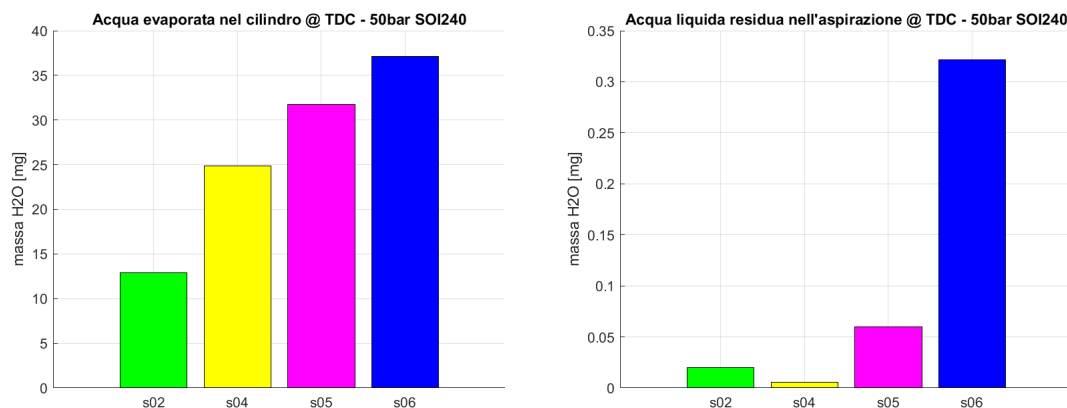


Figura 5.12: Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione al variare della massa d'acqua iniettata

residuo liquido in camera al Punto Morto Superiore è molto basso, e l'unico caso con un residuo liquido sopra il decimo di mg è stato quello con il 60% di massa d'acqua iniettata (figura 5.13). Per avere una completa evaporazione della massa

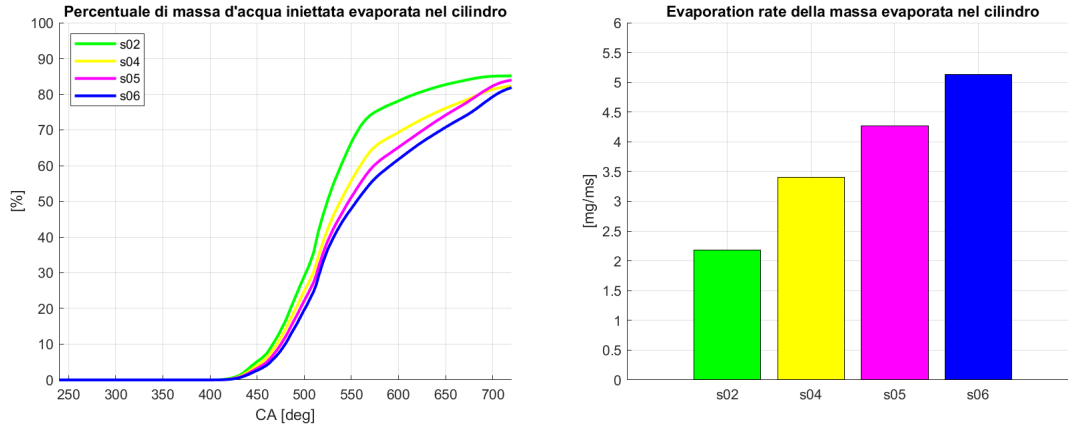


(a) Massa evaporata nel cilindro

(b) Massa liquida residua nel cilindro

Figura 5.13: Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della massa d'acqua iniettata

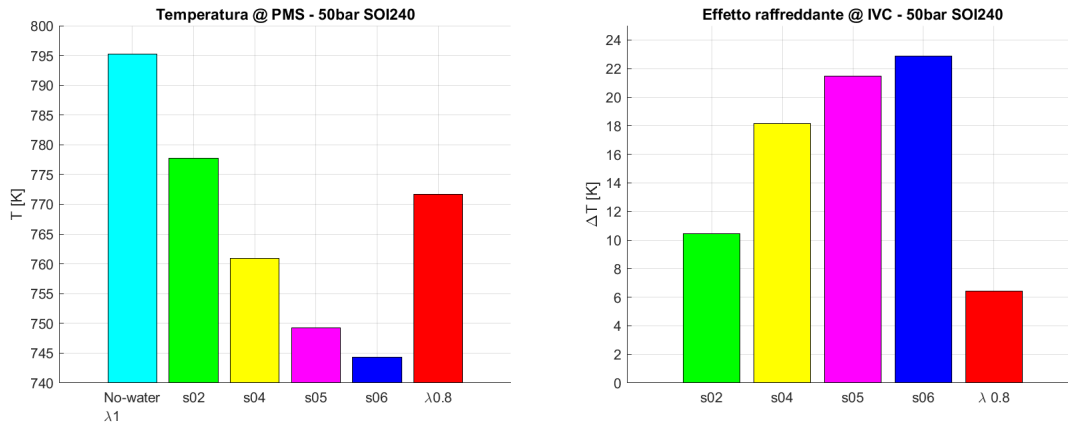
d'acqua nel cilindro, a parità di tempo, l'evaporation rate all'aumentare della massa introdotta deve aumentare proporzionalmente, come visibile in figura 5.14b. Grazie



(a) Evaporazione percentuale della massa d'acqua rispetto alla massa iniettata (b) Evaporation rate al variare della massa d'acqua iniettata

Figura 5.14: Massa d'acqua evaporata e residua al PMS al variare della massa d'acqua iniettata

alla maggior massa d'acqua evaporata in camera, il caso con $s = 0.6$ è stato quello con il maggior ΔT al Punto Morto Superiore (figura 5.15a), con un raffreddamento della carica di circa $52 K$.



(a) Temperatura della camera di combustione al Punto Morto Superiore (b) Effetto raffreddante della carica alla chiusura delle valvole di aspirazione

Figura 5.15: Effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare della massa d'acqua iniettata

Con l'aumentare della massa d'acqua introdotta si ha un peggioramento delle condizioni fluidodinamiche: il rapporto di tumble diminuisce e raggiunge valori sotto l'unità ad IVC nei casi *s04* e *s06*; stesso andamento si può notare nell'intensità turbolenta, con una diminuzione considerevole nel caso *s06* confrontato con il caso reference (figura 5.16).

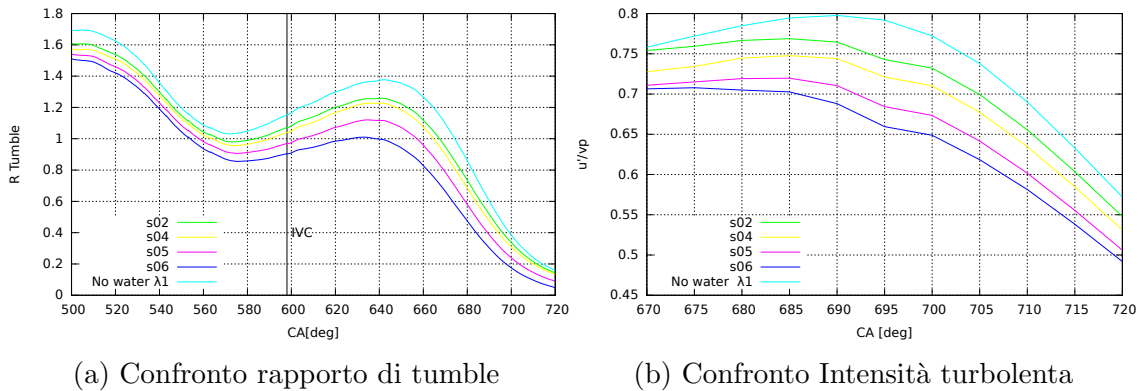


Figura 5.16: Moto di tumble e intensità turbolenta al variare della massa d'acqua introdotta

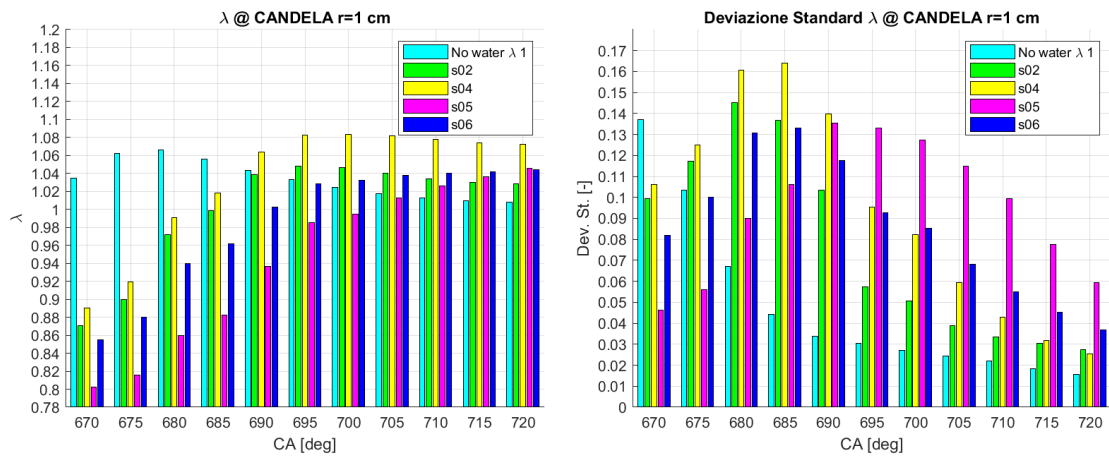


Figura 5.17: Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare della massa d'acqua iniettata

Prendendo in considerazione un volume di raggio di 1 *cm* intorno alla candela, si nota che al variare della massa iniettata non cambia il trend della deviazione standard del titolo rispetto ai casi testati in precedenza (figura 5.17): si ha una riduzione all'avvicinarsi del PMS e degli angoli in cui può avvenire la scintilla, indice che il

titolo diventa più omogeneo. Nei casi con maggior introduzione d'acqua (*s05* e *s06*) si avrà un anticipo considerevole dello SA, e negli angoli più probabili (oltre SA20, 20° BTDC) si ha nell'intorno della candela una massa con un titolo leggermente al di sotto del valore stechiometrico, condizione favorevole ad uno sviluppo più veloce di un fronte di fiamma.

5.3 Confronto best-case delle due tecnologie

Al termine delle simulazioni PWI in questo punto motore si è voluto fare un confronto tra i due layout di iniezione d'acqua nei rispettivi best-case. In tabella 5.3 sono riassunti i parametri principali di ogni layout di iniezione. La massa d'acqua iniettata in entrambi i casi è la stessa, pari al 20% della massa di combustibile introdotto, con un titolo pari a $\lambda = 1$. Dato che la tecnologia DWI inietta direttamente

	PWI	DWI
Pressione di iniezione acqua <i>bar</i>	50	150
Start of Injection <i>deg</i>	240	490
End of Injection <i>deg</i>	300	515
Massa d'acqua iniettata <i>mg</i>	15.134	15.134
Titolo miscela λ	1	1
Regime di rotazione <i>rpm</i>	6500	6500

Tabella 5.3: Parametri dei best case utilizzati per il confronto delle due tecnologie

in camera, non si avrà alcun residuo liquido o wallfilm in aspirazione, al contrario del layout con iniezione nel condotto. Prendendo in considerazione quindi solo la camera di combustione si può notare che entrambe le tecnologie riescono ad avere al Punto Morto Superiore circa la stessa massa d'acqua evaporata, ma con risultati differenti.

Come visibile in figura 5.18 la massa d'acqua evaporata è circa la stessa, mentre varia sostanzialmente la massa d'acqua liquida residua. Nel caso del PWI non si ha liquido residuo (si è sotto il decimo di *mg*), la restante massa d'acqua iniettata è sotto forma di wallfilm o massa evaporata nel condotto di aspirazione; mentre il DWI presenta una massa d'acqua liquida residua importante, circa il 12% della massa iniettata. Questo può essere un problema per la velocità del fronte di fiamma. Riguardo al wallfilm, entrambe le tecnologie si attestano su valori molto bassi, del decimo di *mg* (figura 5.19). Entrambi i layout riescono ad evaporare circa l'85% della massa d'acqua introdotta, ma con evaporation rate differenti, dato che il DWI ha meno tempo del PWI per far evaporare la massa d'acqua (figura 5.20). A parità di massa evaporata in camera, la temperatura di fine compressione al Punto Morto

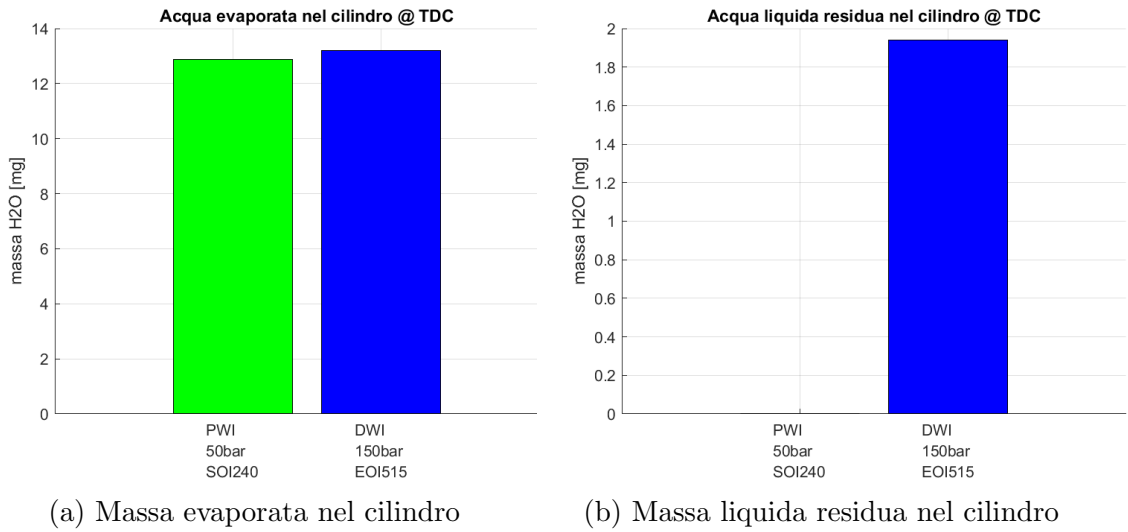


Figura 5.18: Massa d'acqua evaporata e residua al PMS

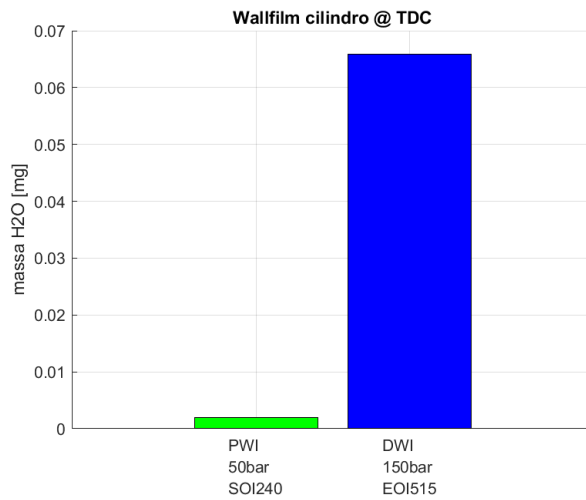


Figura 5.19: Massa di wallfilm nel cilindro al PMS per le due tecnologie

Superiore è differente per i due casi: il miglior raffreddamento si ha con il DWI (figura 5.21) che già con un $s = 0.2$ permette un raffreddamento della carica migliore rispetto ad un aumento del titolo a $\lambda = 0.8$.

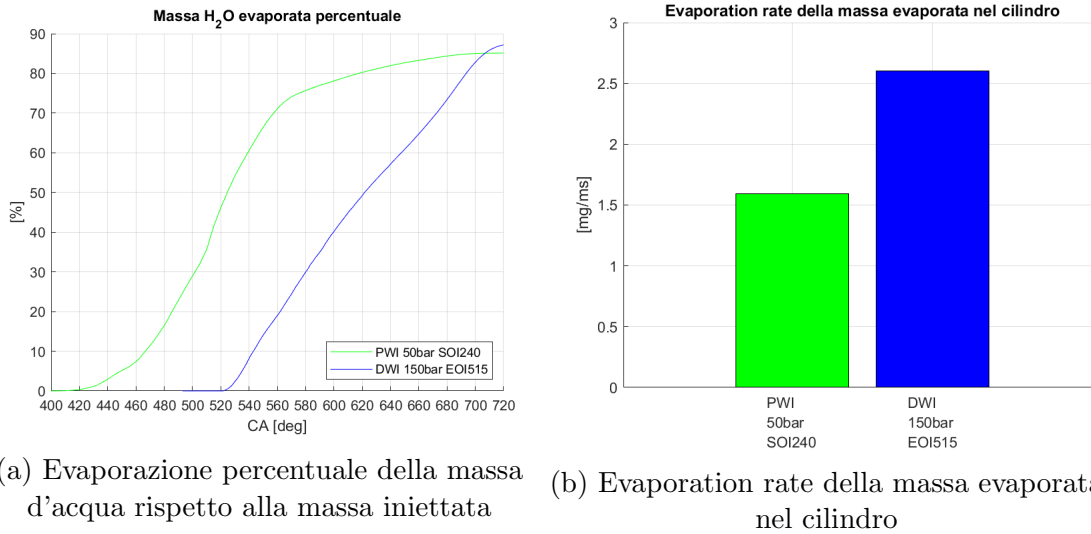


Figura 5.20: Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro per le due tecnologie

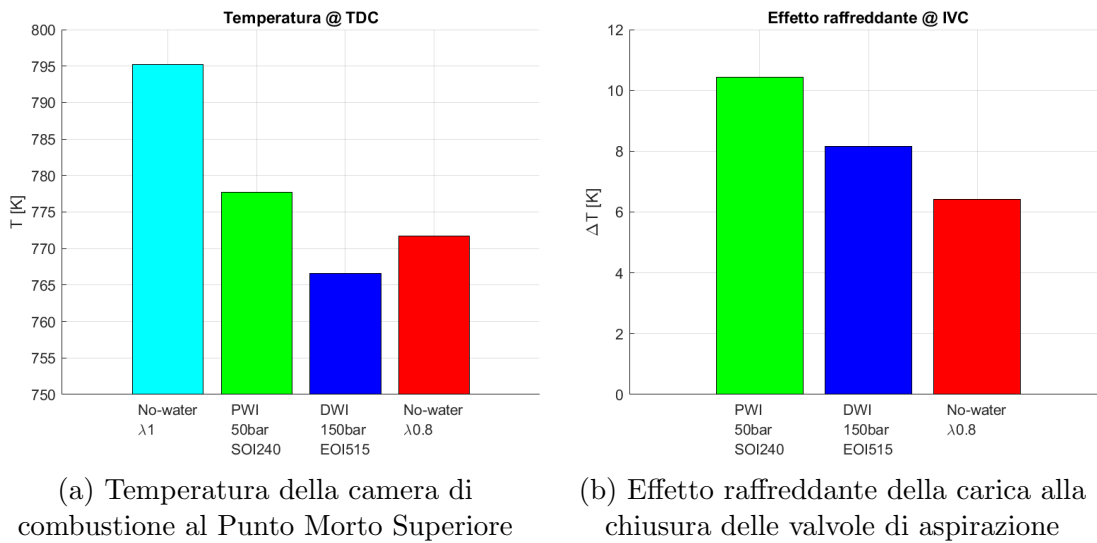


Figura 5.21: Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS delle due tecnologie

Questo effetto è dovuto al fatto che ad IVC il PWI ha circa il 78% della massa d'acqua evaporata, e tra IVC e il PMS ne evapora solamente il 7%; mentre il DWI ad IVC ha circa il 40% della massa evaporata, e tra IVC e il PMS ne evapora il 47%: il sistema DWI sfrutta l'effetto della compressione inter-refrigerata, e questo

permette al sistema di arrivare ad una temperatura di fine compressione inferiore rispetto al PWI, e anche rispetto al caso con titolo $\lambda = 0.8$. Il sistema DWI con questa fasatura presenta un miglioramento del rapporto di tumble, grazie anche alla quantità di moto delle goccioline accelerate con una pressione di iniezione di 150 *bar*, mentre come visto in precedenza il sistema PWI presenta una diminuzione del rapporto di tumble in camera, e questa diminuzione si traduce in una minor intensità turbolenta (figura 5.22).

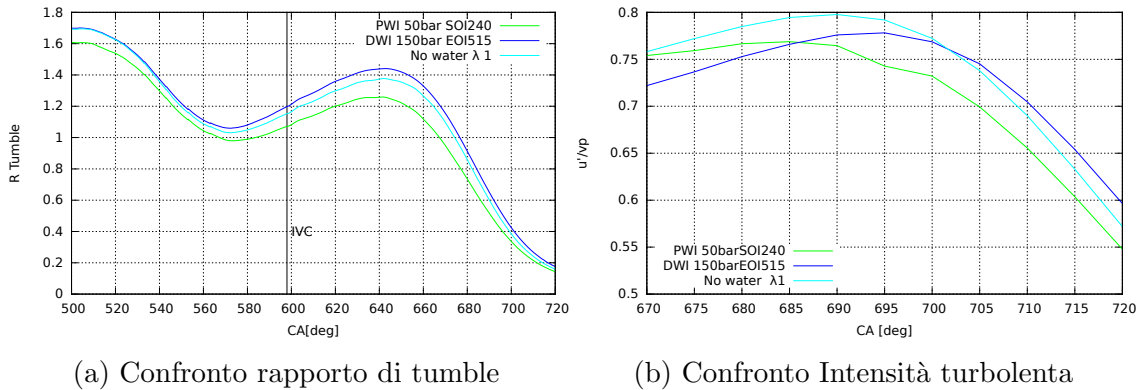


Figura 5.22: Confronto moto di tumble e intensità turbolenta

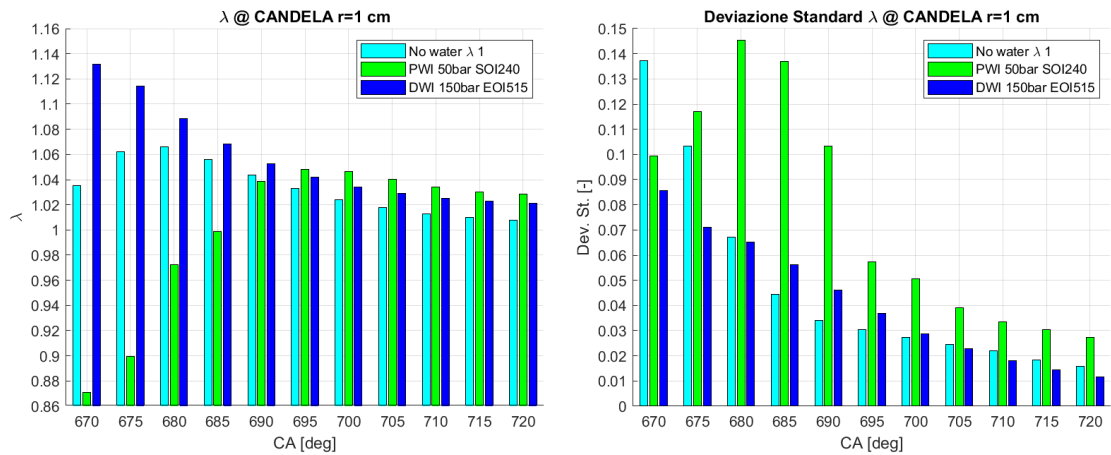


Figura 5.23: Confronto titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela

Prendendo in considerazione il volume di raggio 1 *cm* intorno alla candela, si può osservare che il titolo presenta una deviazione standard decrescente monotona per il caso DWI, mentre nel PWI si ha un aumento tra 670° e 680° , per poi diminuire fino

a PMS. Il valore di λ nel caso DWI agli alti angoli di SA ha un valore maggiore di 1, per poi ridursi verso il valore stechiometrico nell'intorno del PMS (figura 5.23): questo potrebbe essere un fattore avverso per la combustione nei suoi primi istanti.

Capitolo 6

Valutazione dell'iniezione d'acqua a 2000 rpm

La seconda parte del lavoro di questa tesi è stata svolta per valutare i benefici e le problematiche dell'iniezione d'acqua in un punto motore differente da quello preso in considerazione fino ad ora: si è voluto procedere in un punto motore di massima coppia a regime di 2000 *rpm*. In tabella 6.1 sono riassunti i parametri principali.

Angolo apertura farfalla	α_{th}	100	%
Regime di rotazione	n	2000	<i>rpm</i>
Titolo della miscela	λ	1	-

Tabella 6.1: Parametri motoristici

Per tutti i parametri geometrici del motore, essendo lo stesso, si rimanda alla tabella 2.1. Per le condizioni iniziali e le condizioni al contorno delle boundary di Inlet e di Outlet, in mancanza di dati sperimentali, si utilizza un programma mono-dimensionale come OpenWAM.

6.1 Generazione condizioni al contorno e iniziali a 2000 rpm in OpenWAM

Come primo approccio, non avendo dati sperimentali di banco del motore, si è scelto un BMEP target di 22 *bar*; avendo imposto in precedenza 27.5 *bar* per il punto di massima potenza a 6500 *rpm* è sembrato un buon valore da cui cominciare. OpenWAM necessita come dato di input la massa di combustibile da iniettare, e anche la massa d'aria per poter ottenere il titolo voluto per la carica. Sapendo che

la BMEP può essere espressa tramite l'equazione 6.1

$$BMEP = \frac{C_0 4 \pi}{V_c} \quad (6.1)$$

si può valutare la coppia C_0 espressa dal motore, nota la cilindrata V_c . Dalla coppia prodotta, si può valutare la massa di combustibile necessaria, noto il rendimento globale del motore.

η_{th}	0.59
η_{cc}	0.98
η_{ad}	0.82
η_o	0.94

Tabella 6.2: Valori utilizzati per i vari rendimenti del motore

Dall'equazione 6.2 si può calcolare il rendimento totale, utilizzando i valori dei rendimenti in tabella 6.2.

$$\eta_{tot} = \eta_{th} \eta_{cc} \eta_{ad} \eta_o \quad (6.2)$$

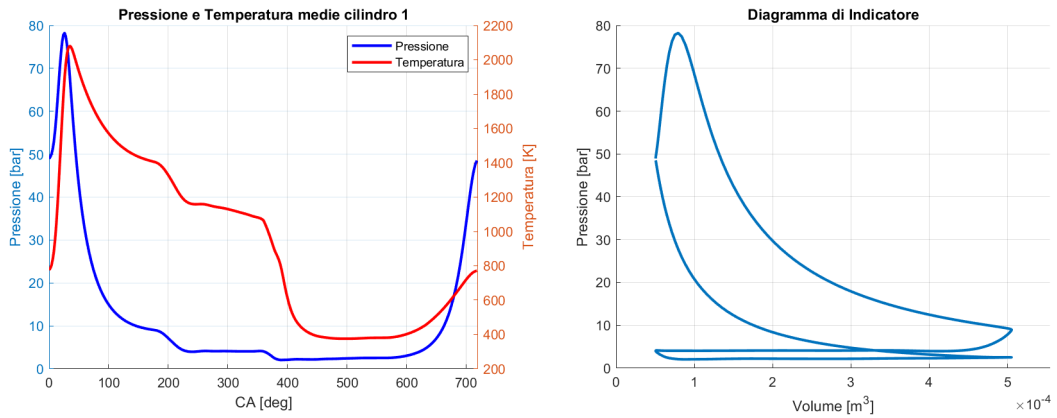
Noto il rendimento totale, dall'equazione 6.3 si può ricavare la massa di combustibile necessaria:

$$m_f = \frac{C_0 4 \pi}{\eta_{tot} LHV} \quad (6.3)$$

Definito il titolo utilizzato per questo punto motore ($\lambda = 1$) e il valore stechiometrico della benzina (si utilizza il combustibile C_7H_{13} presente in FIRE che ha un valore di A/F stechiometrico di 14.58) si può valutare la massa d'aria necessaria da inserire in OpenWAM tramite l'equazione 6.4:

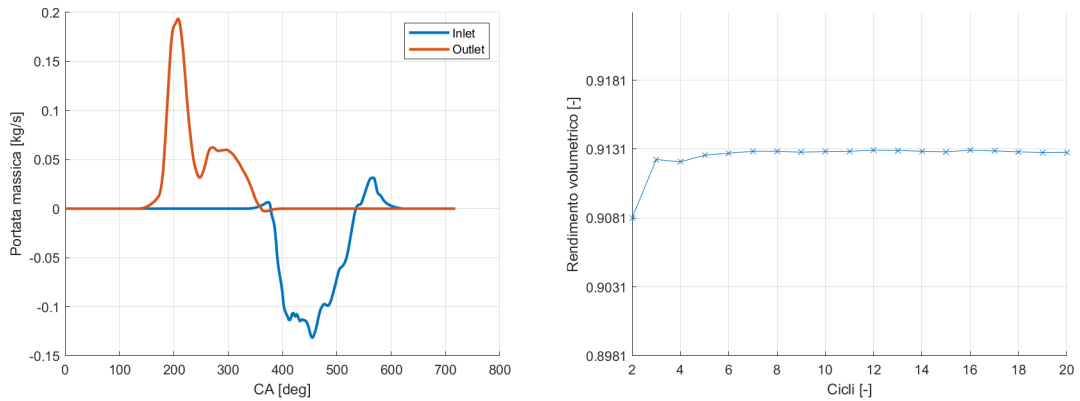
$$m_a = \lambda (A/F)_{ST} m_f \quad (6.4)$$

Inseriti tutti i parametri in OpenWAM (per l'impostazione del progetto in OpenWAM si rimanda alla sezione 4.1.1) si è simulato il funzionamento del motore per 20 cicli, in modo da portare a regime il funzionamento e poter estrarre i valori e le tabelle necessarie dall'ultimo ciclo regimato. Vengono proposti alcuni grafici delle grandezze principali ottenute dalla simulazione:



(a) Pressione e temperatura all'interno del cilindro 1 (b) Diagramma di indicatore relativo al cilindro 1

Figura 6.1: Grandezze medie interne cilindro



(a) Andamento della portata massica nel cilindro 1 (b) Andamento del rendimento volumetrico nei cicli simulati

Figura 6.2: Andamenti della portata massica sul ciclo medio e del rendimento volumetrico per ogni ciclo simulato

In riferimento alla figura 6.3, l'IMEP è la pressione media effettiva indicata, mentre l'NMEP è la pressione media effettiva netta, cioè è la IMEP meno le perdite dovute al pompaggio.

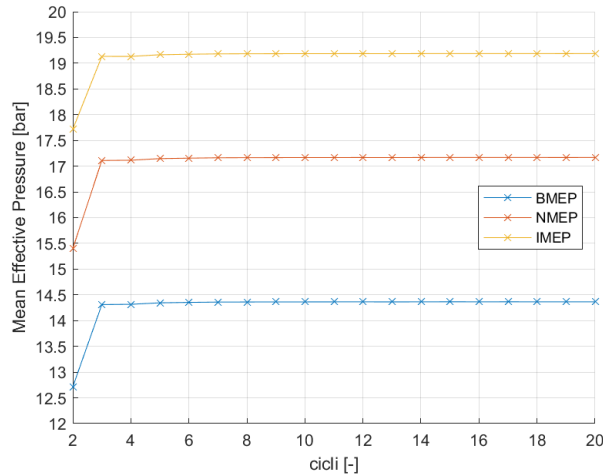


Figura 6.3: Andamento della BMEP, IMEP e NMEP nei cicli simulati

Come è già intuibile dalla figura 6.2a il motore in questo punto di funzionamento ha un problema dovuto al riflusso di massa nel condotto di aspirazione. Questo fatto potrebbe non essere un problema qualora l'iniezione di combustibile iniziasse dopo l'evento di chiusura valvole di aspirazione, ma per necessità di omogeneizzazione della carica, l'evento di Start of Injection del combustibile è a valvole di aspirazione ancora aperte, e questo provoca un flusso di combustibile nel condotto di aspirazione. Procedendo con una simulazione in FIRE, imponendo la massa di combustibile da iniettare per ottenere $\lambda = 0.8$ (si è scelto la condizione più sfavorevole, una massa elevata di combustibile da iniettare che aumenta la fasatura angolare di iniezione, una volta impostato la pressione di iniezione e caratterizzato l'iniettore), al PMS di fine compressione si ottiene un λ medio di 0.92, oltre che una pessima omogeneizzazione (figura 6.4). Si ricorda che in figura è espresso il rapporto di equivalenza ϕ , che equivale a $\phi = 1/\lambda$. Questo riflusso di massa avviene perché durante la corsa di

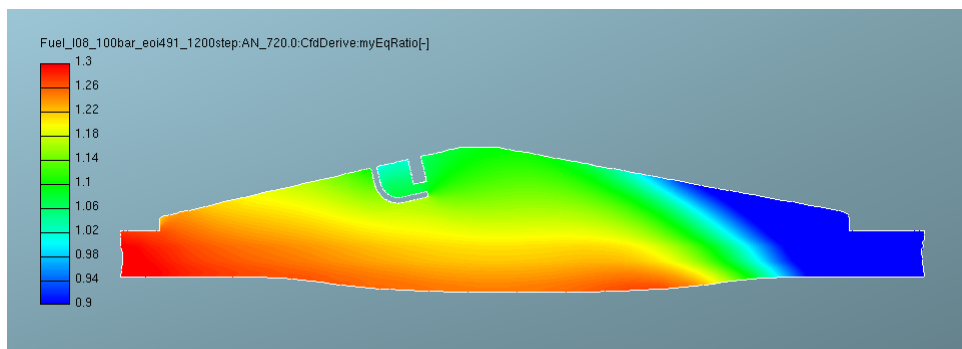


Figura 6.4: Rapporto di equivalenza in camera di combustione al PMS

compressione, prima della chiusura della valvola di aspirazione, la pressione in camera è maggiore della pressione nel condotto di aspirazione (figura 6.5), generando un flusso di massa. La legge di alzata valvole utilizzata è stata scelta per valorizzare

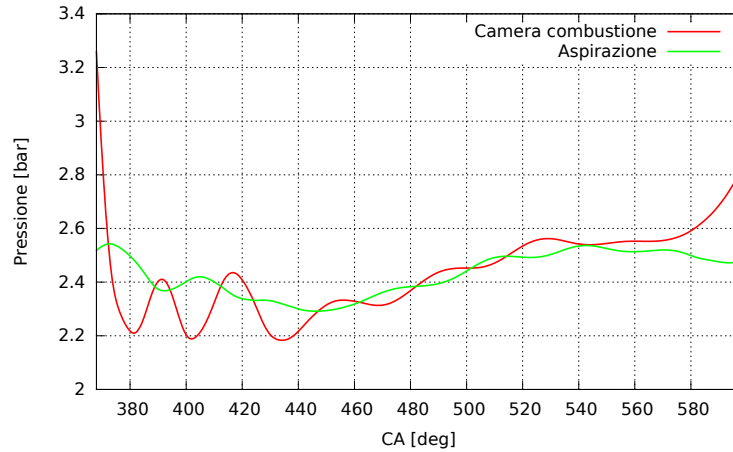


Figura 6.5: Andamento della pressione in camera e nel condotto di aspirazione tra EVC e IVC

il riempimento agli alti regimi, ma il suo lavoro non è soddisfacente a regimi inferiori: per questo si è valutato l'implementazione di un sistema VVT (Variable Valve Timing).

Il sistema VVT è il processo di alterazione della fasatura dell'evento di alzata valvola, e può essere attuato in vari modi: avendo a disposizione sullo stesso albero a camme più camme per ogni valvola con profili differenti, e facendo slittare l'albero si ha la modifica della fasatura, oppure facendo ruotare, per mezzo di pistoncini idraulici, la posizione dell'albero a camme (figura 6.6).

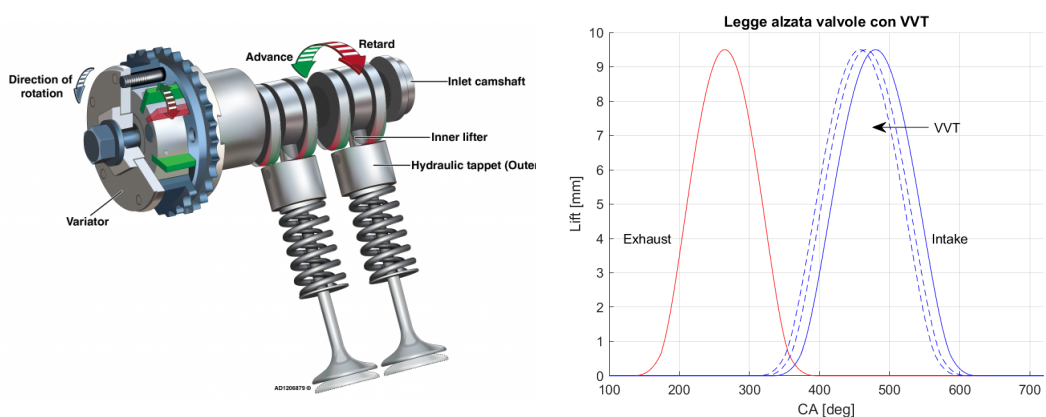


Figura 6.6: Esempio di funzionamento del VVT

Per questo studio si è scelto di attuare due posizioni differenti per il VVT, un anticipo della fasatura di aspirazione di 14° e una di 28° , chiamate rispettivamente *IVO316* e *IVO308*, dato che l'evento di apertura valvola con la legge utilizzata per il punto motore a 6500 rpm è a 330° . Il problema principale del VVT è che con la chiusura anticipata della valvola di aspirazione, si perdono alcuni punti sul rapporto di tumble e quindi sull'intensità turbolenta in camera: per questo si è voluta creare una matrice di simulazioni al variare del grado di VVT, e per ognuno una pressione di sovralimentazione crescente, per cercare la configurazione migliore che permettesse di avere una massa intrappolata in camera ad IVC maggiore del 5% e l'intensità turbolenta non inferiore di più del 10% rispetto al caso reference a 6500 rpm.

6.2 Ricerca del best-case di aspirata a 2000 rpm

Si è impostata una matrice di simulazioni come in tabella 6.3, ricordando che il caso reference ha una pressione di boost di 2.4 bar.

Legge alzata valvole	Pressione di boost bar
IVO330	2.4 / 2.6 / 2.8
IVO316	2.4 / 2.6 / 2.8
IVO308	2.4 / 2.6 / 2.8

Tabella 6.3: Matrice simulazioni di aspirata a 2000 rpm

Le simulazioni sono state svolte prima su OpenWAM per ottenere le condizioni al contorno e iniziali, e poi impostate su FIRE. Sono simulazioni di sola aspirata, non vi è, per adesso, un'iniezione di combustibile. Le simulazioni in FIRE sono state impostate con i seguenti parametri (tabelle 6.4 , 6.5):

		CA	$\Delta\alpha$ deg	
		upto	360	0.4
		upto	375	0.2
		upto	415	0.4
		upto	460	0.15
		upto	500	0.2
		upto	720	0.4
Start angle	330 deg			
End angle	720 deg			
Engine speed	2000 rpm			

Tabella 6.4: Parametri della simulazione

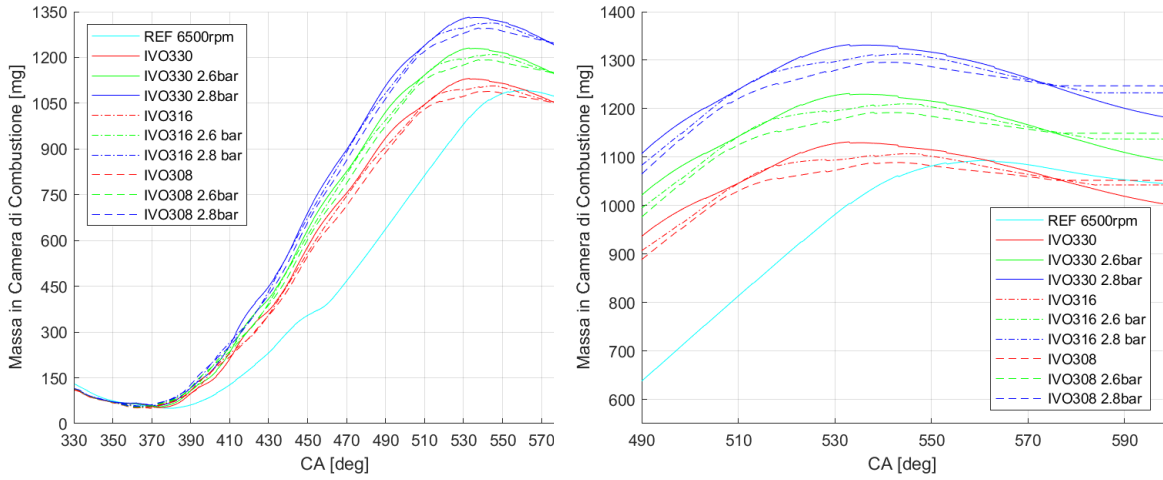
Tabella 6.5: Discretizzazione dominio angolare

Per i criteri di convergenza e i fattori di sotto-rilassamento sono stati utilizzati gli stessi delle simulazioni a 6500 *rpm* (tabella 4.11). In FIRE sono state create le due mesh mancanti modificando le fasature di aspirazione. Il programma supporta molto bene il moto delle valvole, una volta definite le selezioni di movimento è necessario inserire una tabella con le leggi di alzata delle valvole. Il problema nella generazione della griglia è rappresentato dalla chiusura delle valvole. Questa è una condizione limite poiché è impossibile per il generatore della griglia avvicinare fino a distanza nulla due superfici (valvola e sede valvola). Per risolvere questo problema è opportuno suddividere il ciclo motore secondo gli eventi di apertura e chiusura valvola, valutando apertura e chiusura quando la valvola si trova ad una distanza dalla sede di 0.25 *mm*. In tabella 6.6 si nota la fasatura motore delle varie geometrie utilizzate in FIRE.

Evento	IVO330	IVO316	IVO308
EVO	162	162	162
IVO	362	348	340
EVC	368	368	368
IVC	598	584	576

Tabella 6.6: Fasatura dominio angolare

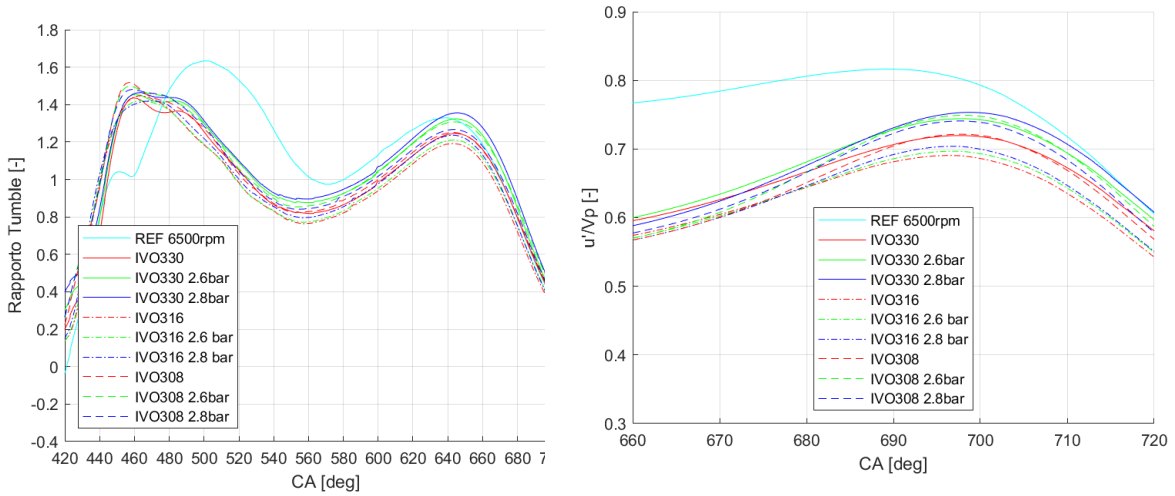
Una volta ultimate tutte le simulazioni, si è graficato l'andamento della massa all'interno della camera di combustione, il rapporto di tumble e l'intensità turbolenta (figg. 6.7 , 6.8). Come si nota dalla figura 6.8 la differenza di intensità turbolenta tra il caso reference e tutti i casi simulati a 2000 *rpm* è elevata, fino a ridursi e annullarsi intorno a 710°. Valutando il rapporto di tumble il caso migliore sembra essere l'IVO330 Pboost 2.8 bar', con un rapporto di tumble che supera i valori del caso reference dopo i 630°, ma valutando la massa intrappolata in camera, si nota che andare con pressioni di boost elevate (in questo caso quelle a 2.8 *bar*) è controproducente perché si ha un riflusso maggiore di massa nel condotto di aspirazione. Per una migliore comprensione della figura 6.7, si riportano in tabella 6.7 i massimi valori raggiunti dalla massa durante l'aspirazione, la massa intrappolata dopo IVC, e la loro differenza. Dalla tabella 6.7 i casi con una massa intrappolata dopo IVC maggiore del caso reference sono: 'IVO316 2.6 *bar*', 'IVO308 2.6 *bar*' e 'IVO308 2.8 *bar*'. In realtà anche i casi 'IVO330' all'aumentare della pressione di boost presentano un aumento di massa dopo IVC, ma la differenza tra il massimo (della massa in camera) e la massa intrappolata è elevata, segno che vi è un riflusso di massa nel condotto elevato. Sono stati scelti quindi i tre casi sopra elencati per valutarli con l'iniezione di combustibile, anche se il caso con 'IVO308 2.8 *bar*' è stato simulato solo per curiosità, in quanto la pressione di sovralimentazione a 2.8 *bar* potrebbe essere eccessiva per questo motore.



(a) Andamento della massa in camera di combustione

(b) Andamento della massa finestrato nell'intervallo 490° e 598°

Figura 6.7: Andamenti della massa al variare del grado di VVT e della pressione di boost



(a) Andamento rapporto di tumble

(b) Andamento dell'intensità turbolenta nell'intervallo 660° e 720°

Figura 6.8: Andamenti del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta al variare del grado di VVT e della pressione di boost

Le simulazioni sono state eseguite sempre su FIRE, avendo già estratto le condizioni iniziali e al contorno da OpenWAM. Le impostazioni per il calcolo sono le

	Max massa in camera mg	Massa intrappolata dopo IVC mg	Differenza mg
Reference 6500 <i>rpm</i>	1093	1045	47.6
IVO330	1131.3	1003.6	127.7
IVO330 2.6 <i>bar</i>	1231.2	1093	138.2
IVO330 2.8 <i>bar</i>	1332.1	1183	149.1
IVO316	1106.9	1042.5	64.4
IVO316 2.6 <i>bar</i>	1209.7	1137.3	72.4
IVO316 2.8 <i>bar</i>	1312.9	1232.5	80.4
IVO308	1088.8	1051.9	36.9
IVO308 2.6 <i>bar</i>	1192.4	1149.1	43.3
IVO308 2.8 <i>bar</i>	1296.8	1247	49.8

Tabella 6.7: Confronto della massa aspirata e intrappolata

stesse utilizzate in precedenza per le simulazioni di aspirata, l'unica modifica è stata la compilazione del modello di 'SPRAY' dedicata all'iniezione. L'iniettore in questione è sempre lo stesso utilizzato per le simulazioni a 6500 *rpm*, i cui parametri sono riassunti in tabella 2.3. Conoscendo la massa d'aria aspirata dalla simulazione in FIRE, si è calcolata la massa di combustibile necessaria per ottenere un titolo pari a $\lambda = 1$, e utilizzando le equazioni 3.3, 3.4 e 3.5 si calcola la fasatura angolare di iniezione. Per i valori di SOI ed EOI si è scelto di imporre fisso il valore di EOI, uguale a 480°, un valore dettato dall'esperienza, che non fosse troppo anticipato per evitare di colpire il cielo del pistone, ma non troppo posticipato in modo da avere una buona omogenizzazione del titolo; quindi, in funzione della massa da iniettare, per ogni caso si avrà un SOI differente. I parametri utilizzati per la fasatura dell'iniettore sono riassunti in tabella 6.8:

	Massa combustibile mg	SOI deg	EOI deg
IVO316 2.6 <i>bar</i>	78.00	441	480
IVO308 2.6 <i>bar</i>	78.81	441	480
IVO308 2.8 <i>bar</i>	85.53	437	480

Tabella 6.8: Fasatura iniezione combustibile per i tre casi descritti, con $\lambda = 1$

All'aumentare del VVT, si è riusciti a diminuire l'effetto di riflusso di massa nel condotto, intrappolando in camera la quasi totalità del combustibile iniettato. In tutti e tre i casi si è iniettata la massa di combustibile necessaria per ottenere un lambda medio in camera stechiometrico, e i risultati al PMS di fine compressione si trovano in tabella 6.9.

	λ medio in camera @PMS
IVO316 2.6 bar	1.07
IVO308 2.6 bar	0.98
IVO308 2.8 bar	0.99

Tabella 6.9: Valore di λ in camera al PMS

Come visibile dalla figura 6.9 i casi simulati con la legge di alzata valvola IVO308 sono stati i vincenti in questo confronto, in quanto sono riusciti ad intrappolare la quasi totalità della massa iniettata nel cilindro. Si può apprezzare nel caso con IVO316 come il riflusso sia ancora eccessivo per un utilizzo funzionale di questa fasatura a questi regimi. Per non aumentare troppo la pressione di sovralimentazione da quella standard utilizzata fin'ora, si è scelto di proseguire gli studi con il caso 'IVO308 2.6 bar', per valutare la fasatura di combustibile ottimale in modo da definire il caso *reference* per gli ulteriori studi.

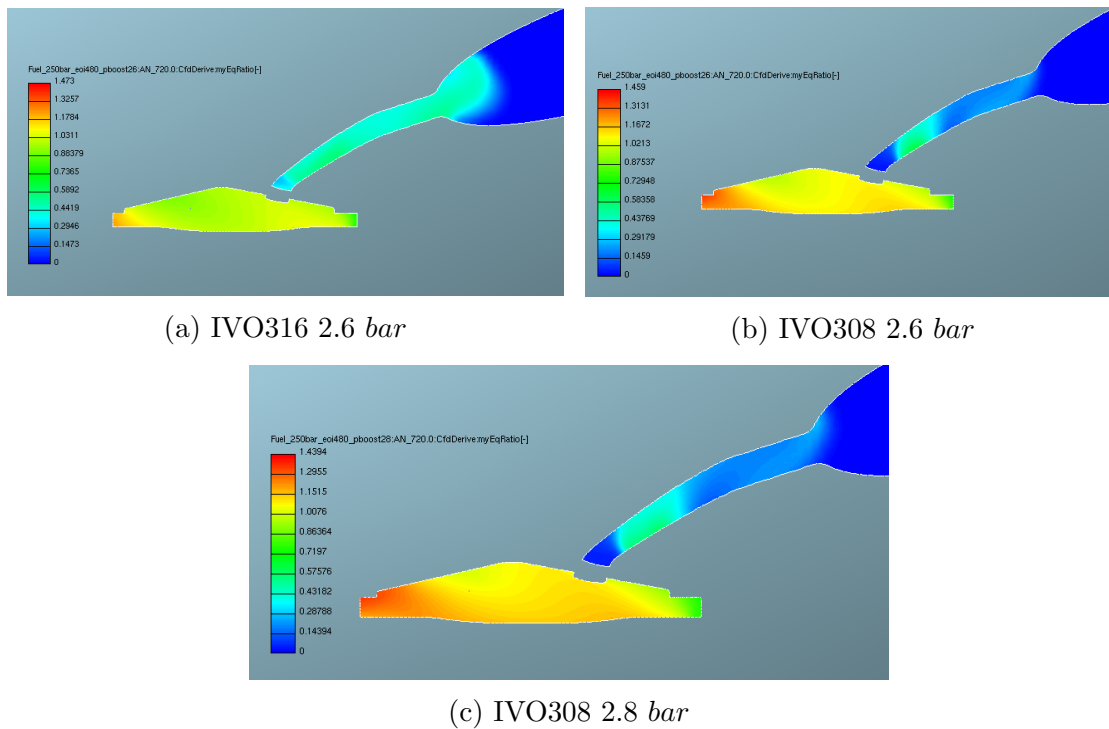


Figura 6.9: Valore del rapporto di equivalenza in camera al PMS e riflusso di combustibile nel condotto di aspirazione

6.3 Ricerca migliore fasatura di iniezione combustibile - IVO308 2.6 bar

Trovata la legge di alzata valvole e la pressione di sovralimentazione ottimali, si andranno a valutare le grandezze fluidodinamiche al variare della fasatura di iniezione di combustibile. Nota la massa di combustibile da iniettare, si è testato il motore al variare dell'EOI. Nelle tabelle 6.10 e 6.11 sono riassunti i parametri utilizzati per le simulazioni.

Start angle	330 deg
End angle	720 deg
Engine speed	2000 rpm
SOI	392/422/442/452 deg
EOI	430/460/480/490 deg
λ	1

Tabella 6.10: Parametri delle simulazioni

	CA	$\Delta\alpha$ deg
upto	415	0.2
upto	490	0.05
upto	500	0.07
upto	720	0.13

Tabella 6.11: Discretizzazione dominio angolare

Per i criteri di convergenza e i fattori di sotto-rilassamento sono gli stessi delle simulazioni a 6500 rpm (tabella 4.11). Valutando il moto di tumble e l'intensità turbolenta in camera, queste ultime beneficiano di un ritardo della fasatura di iniezione rispetto alla standard utilizzata in precedenza (EOI 480°), e con un EOI 490° si ha un aumento del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta (figura 6.10).

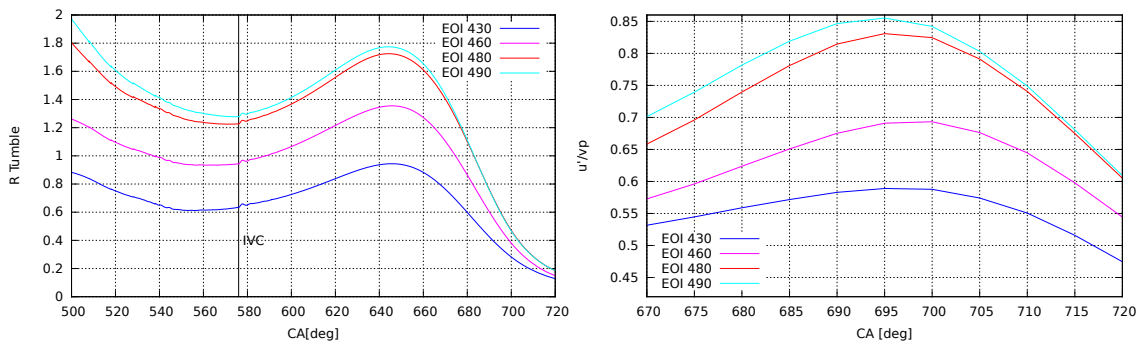


Figura 6.10: Andamento del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta al variare della fasatura di iniezione

L'iniettore, lavorando con una pressione di iniezione di 250 bar, fornisce una elevata quantità di moto al combustibile, che in una fasatura così ritardata promuove il moto dell'aria e lo incrementa, arrivando a valori di rapporto di tumble intorno a 1.25 ad IVC. L'aumento del rapporto di tumble si riscontra anche nell'aumento

dell'intensità turbolenta rispetto al caso con EOI 480° studiato in precedenza. La riduzione del tumble al diminuire dell'EOI è dovuta all'iniezione del combustibile con un timing scorretto. Diminuendo EOI inevitabilmente si riduce lo SOI, e nel caso con EOI 430° il combustibile iniettato va ad interferire con il moto dell'aria in ingresso al condotto di aspirazione riducendone la componente di velocità lungo l'asse del cilindro (figura 6.11). Prendendo in esame un volume di raggio 1 cm intorno

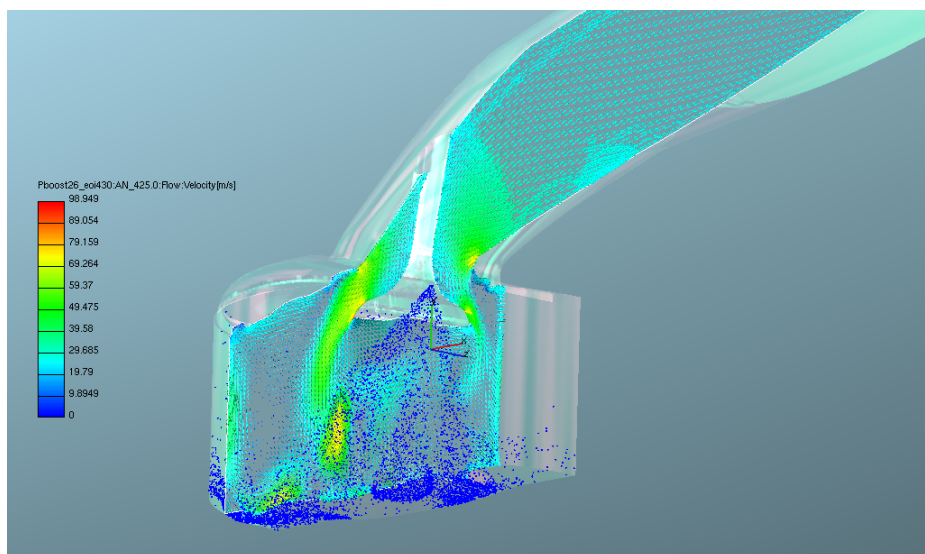


Figura 6.11: Disturbo dell'iniezione di combustibile al moto dell'aria nel caso con EOI 430°

alla candela, si valuta l'andamento del λ e la sua deviazione standard (figura 6.12). Nell'intorno della candela i casi con un EOI anticipato presentano un λ favorevole ai primi istanti della combustione, in quanto è più ricco del valore stechiometrico, e tra i due quello con l'EOI più anticipato presenta una deviazione standard che si riduce al sopraggiungere del PMS, al contrario del caso con EOI 460°, ma non saranno presi in considerazione in quanto i valori di rapporto di tumble e intensità turbolenta non sono ideali.

Dai risultati analizzati si è deciso di imporre il caso con EOI 490° come caso di riferimento (*reference*) come confronto per lo studio dell'iniezione d'acqua in questo punto motore.

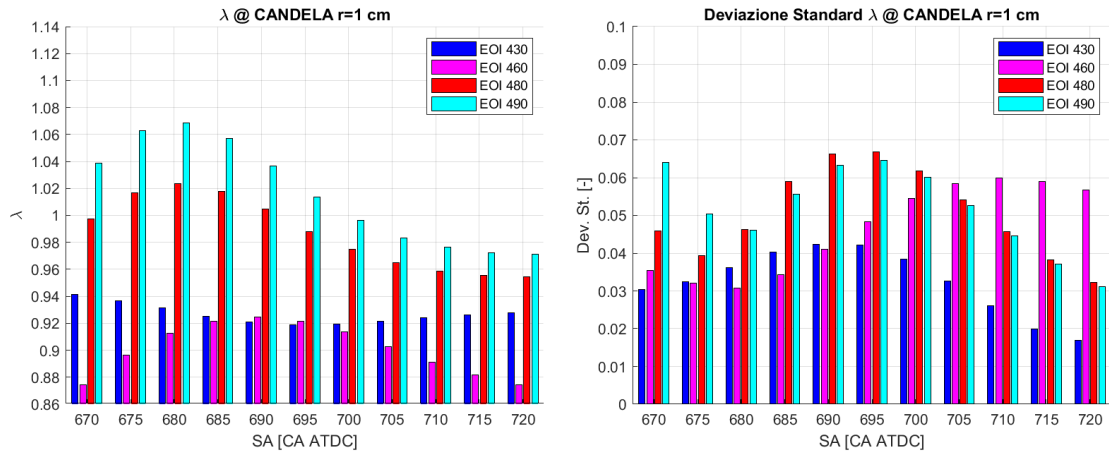


Figura 6.12: Andamento del λ e la sua deviazione standard nell’intorno della candela al variare della fasatura di iniezione

6.4 Iniezione d’acqua a 2000 rpm

Si è voluto testare il beneficio in termini di raffreddamento della carica al PMS delle due tecnologie di iniezione d’acqua fin qui studiate: il sistema di PWI e il DWI. Gli iniettori utilizzati sono gli stessi utilizzati nelle simulazioni a 6500 rpm, quindi si rimanda alla tabella 2.4 per l’iniettore PWI, e alla tabella 2.5 per i parametri dell’iniettore DWI. La scelta delle pressioni di iniezione è caduta sui best case utilizzati per le simulazioni nel punto motore di massima potenza, quindi si utilizzerà un sistema di iniezione a 50 bar per il PWI, e un sistema a 150 bar per il DWI. Impostata anche la quantità di massa d’acqua introdotta in entrambi i layout ($s = 0.2$) l’unica variabile è lo SOI (tabella 6.12).

	Δp bar	s	SOI deg	EOI deg
PWI	50	0.2	350/370/400	369/389/419
DWI	150	0.2	462/477/492/507/522	470/485/500/515/530

Tabella 6.12: Matrice di simulazioni con iniezione d’acqua

Tutte le simulazioni sono state effettuate con il titolo pari a quello stechiometrico e la massa d’acqua introdotta pari a 15.25 mg.

6.4.1 Analisi risultati simulazioni PWI

Dalle simulazioni mono-dimensionali in OpenWAM si è notata la presenza di un gradiente positivo di velocità nel condotto di aspirazione (figura 6.13) tra i 370° e

i 450°, che si è cercato di sfruttare per aumentare la velocità della massa d'acqua iniettata e velocizzare l'ingresso in camera di combustione. Per sfruttare quindi il

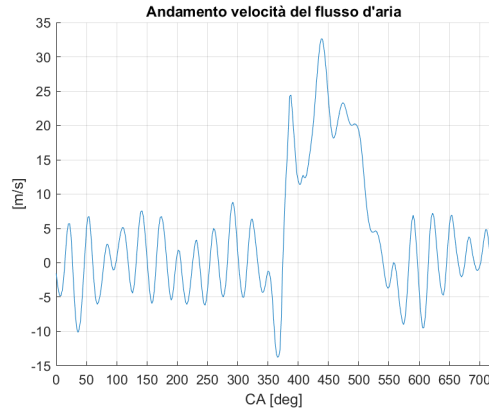


Figura 6.13: Andamento della velocità del flusso d'aria in una sezione perpendicolare al condotto di aspirazione

flusso d'aria ed evitare un eccessivo wallfilm nel condotto si è scelto lo SOI tra gli angoli 350° e 400°. La fasatura di iniezione delle varie prove è descritta dalla figura 6.14.

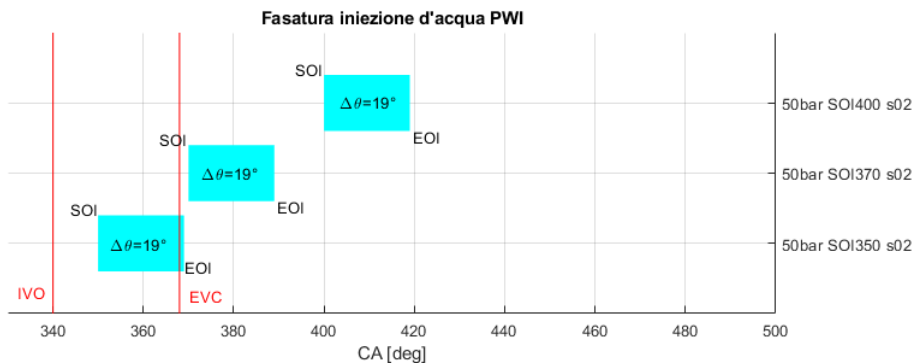


Figura 6.14: Fasatura iniezione d'acqua sistema PWI

Dalla figura 6.15 si può valutare il wallfilm nel condotto di aspirazione per le varie prove, e si nota come un SOI anticipato come quello a 350° presenta al Punto Morto Superiore di fine compressione una massa di wallfilm di circa il 20% della massa iniettata, mentre per le altre prove la massa di wallfilm non raggiunge neanche 1 mg. Valutando la massa di wallfilm in camera di combustione, al PMS è nell'ordine di 10^{-3} mg, nulla invece con SOI 350°.

Come nei casi PWI simulati a 6500 rpm il residuo di massa d'acqua liquida in camera di combustione e nel condotto di aspirazione al PMS è minimo, e nel caso di

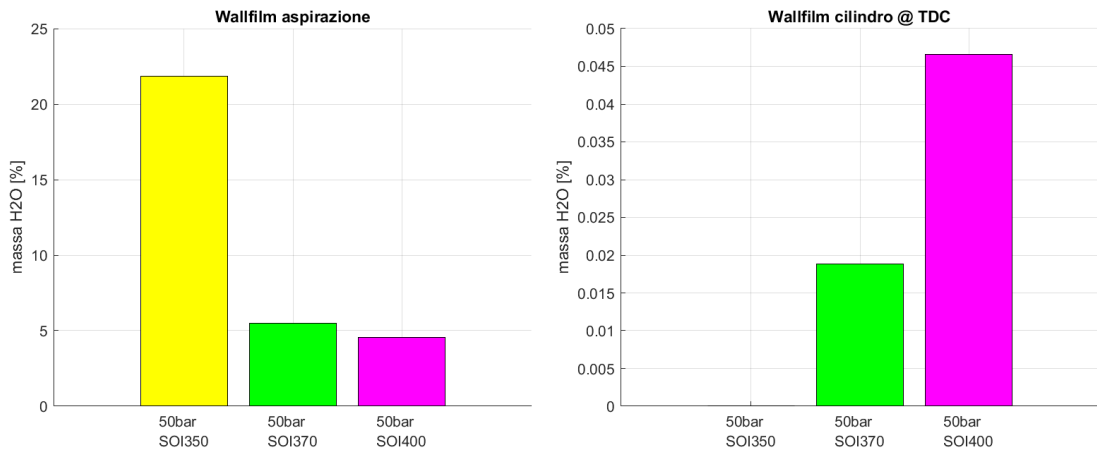
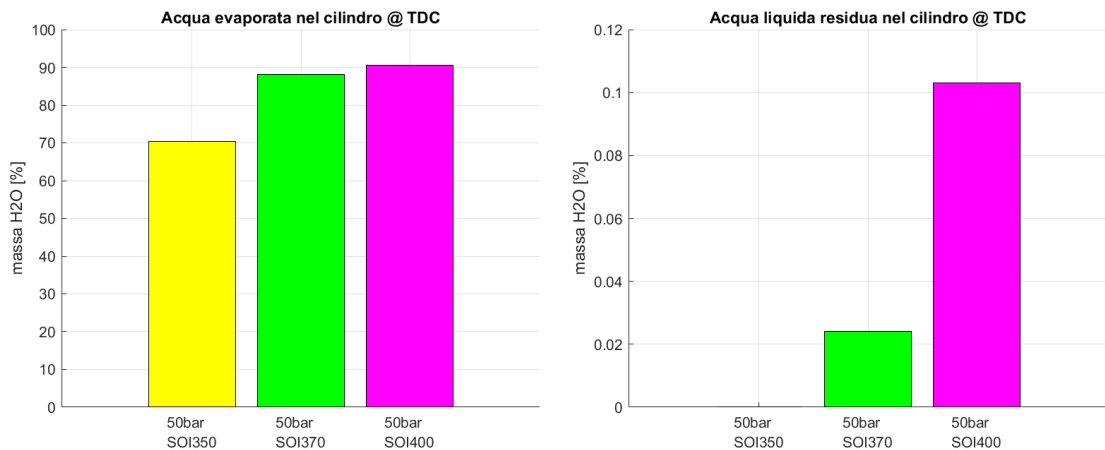


Figura 6.15: Formazione di wallfilm rispettivamente nel condotto di aspirazione e nella camera di combustione

SOI 350° il residuo di massa è nullo in camera di combustione. In queste simulazioni si ha la quasi totalità di massa d’acqua evaporata in camera di combustione al PMS (figura 6.16). Per il caso con SOI più anticipato la massa evaporata è naturalmente minore rispetto agli altri due casi, in quanto presenta un wallfilm in aspirazione maggiore. I casi SOI 370° e SOI 400° riescono ad avere una massa d’acqua evaporata

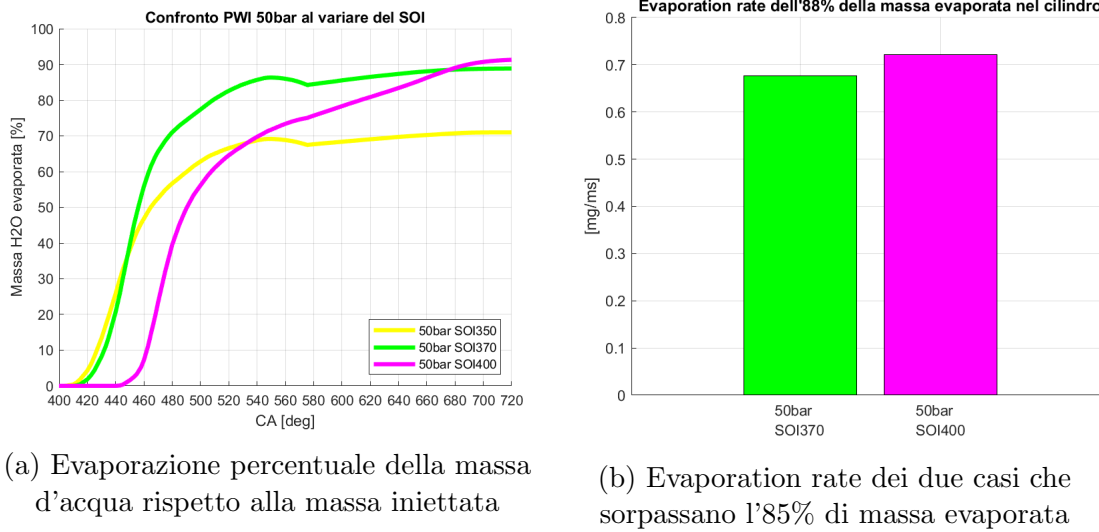


(a) Massa evaporata in camera

(b) Massa liquida residua in camera

Figura 6.16: Massa d’acqua evaporata e residua al PMS al variare del SOI

in camera di oltre l’85% rispetto a quella iniettata nel sistema (figura 6.17). Nel grafico 6.17a si nota un’inflessione nei casi SOI 350° e SOI 370°, dovuto ad un riflusso di massa d’acqua evaporata nel condotto di aspirazione. L’evaporation rate



(a) Evaporazione percentuale della massa d'acqua rispetto alla massa iniettata

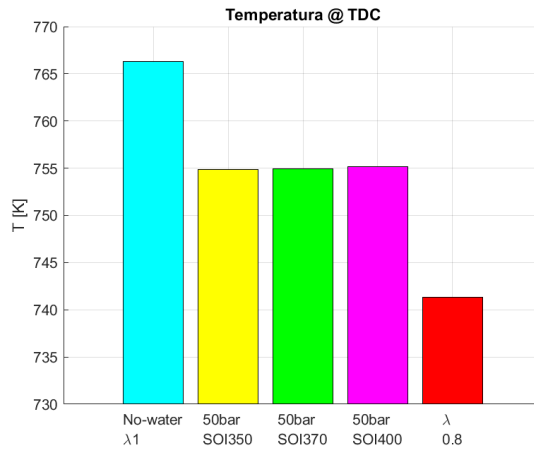
(b) Evaporation rate dei due casi che sorpassano l'85% di massa evaporata

Figura 6.17: Evaporazione della massa d'acqua nel cilindro

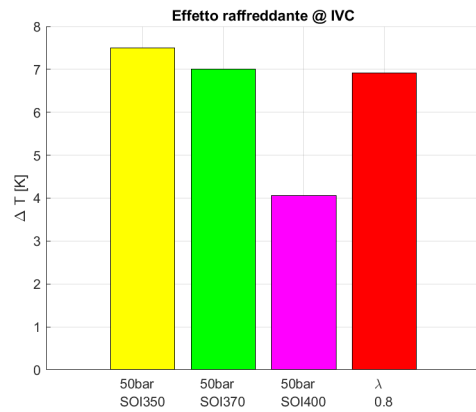
si può notare che è diminuito rispetto ai casi a 6500 *rpm*, in quanto si è ridotta la velocità di rotazione del motore: rispetto ai casi al punto motore di massima potenza l'evaporation rate per valori di massa simile si è ridotto di circa un terzo, come il rapporto tra le due velocità di rotazione ($6500/2000 = 3.25$).

La temperatura raggiunta al PMS dalle tre configurazioni è stata circa la stessa, in un intorno di 1 *K*, ma raggiunte con modalità differenti. I casi con SOI più anticipato sfruttano la minor temperatura ad IVC per raggiungere una temperatura di fine compressione inferiore (figura 6.18), mentre il caso con SOI 400° ha una temperatura ad IVC più alta degli altri due casi, ma ad inizio compressione (che comincia al PMI, Punto Morto Inferiore a 540°) in camera è evaporata solo il 70% della massa iniettata, e il restante 20% evapora e raffredda la carica durante la compressione, come una compressione inter-refrigerata. Si può notare che con il 20% d'acqua iniettata non è stato possibile raggiungere la temperatura in camera ottenuta con un arricchimento della miscela fino a $\lambda = 0.8$ (figura 6.18a).

Il moto di tumble e anche l'intensità turbolenta (figura 6.19) non vengono modificate sostanzialmente dall'iniezione d'acqua, ma in ogni caso si hanno valori inferiori. Per quanto riguarda il moto di tumble i casi che modificano meno il rapporto sono il SOI 400° e il SOI350°, mentre per l'intensità turbolenta è il caso SOI 350° che spicca sugli altri. Si tratta comunque di variazioni minime: il caso peggiore nel rapporto di tumble registra una diminuzione di circa il 3% ad IVC; anche per quanto riguarda l'intensità turbolenta nel punto di massimo, lo scostamento maggiore dal caso reference è di circa il 2%.



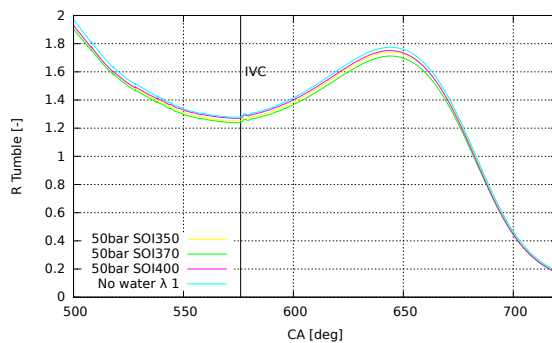
(a) Temperatura della camera al PMS



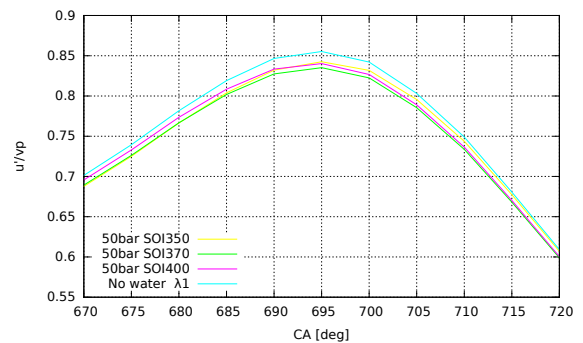
(b) Effetto raffreddante della carica alla chiusura delle valvole di aspirazione

Figura 6.18: Temperature della camera al PMS ed effetto raffreddante ad IVC

Prendendo in considerazione un volume sferico di raggio 1 cm intorno alla candela, si può apprezzare l'andamento del titolo (figura 6.20). I casi con lo SOI più ritardato (il 370° e 400°) hanno un valore del λ sensibilmente più grasso, sia rispetto al caso con SOI anticipato, sia rispetto al caso reference: aiuta i primi istanti del fronte di fiamma. Riguardo la deviazione standard del titolo presentano tutti un andamento decrescente dopo 695° CA, sinonimo di un'omogeneizzazione del titolo della miscela.



(a) Confronto rapporto di tumble



(b) Confronto Intensità turbolenta

Figura 6.19: Moto di tumble e intensità turbolenta al variare del SOI

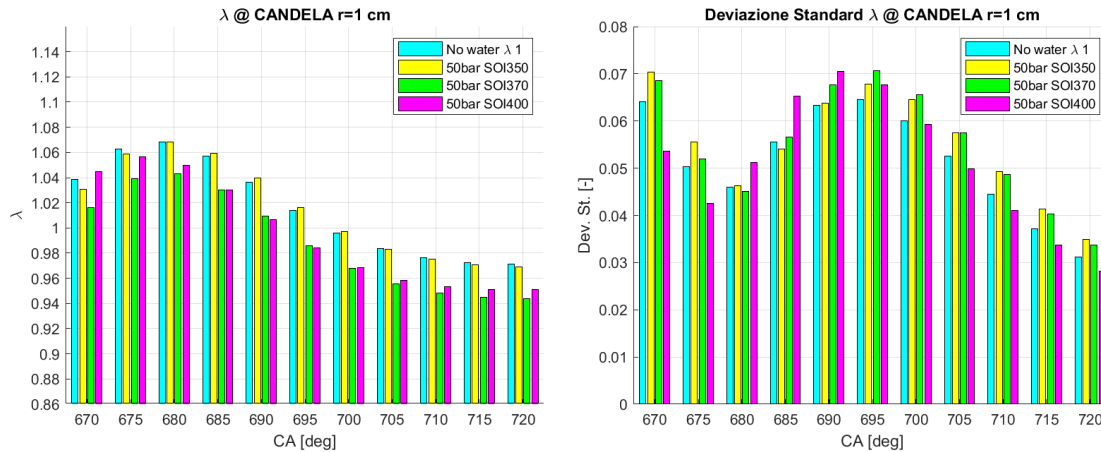


Figura 6.20: Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela al variare del SOI

6.4.2 Analisi risultati simulazioni DWI

Per le simulazioni DWI si è scelto di impostare la massa d'acqua iniettata a $s = 0.2$, limitando le variabili di iniezione al solo SOI. Con queste simulazioni si è riuscito a recuperare tempo computazionale, impostando come start di ogni simulazione un backup creato in precedenza dalla simulazione reference, e non dover simulare per ogni caso gli angoli da 330° fino allo Start of Injection di ogni rispettiva simulazione. In figura 6.21 una descrizione della fasatura delle simulazioni DWI. Come nelle

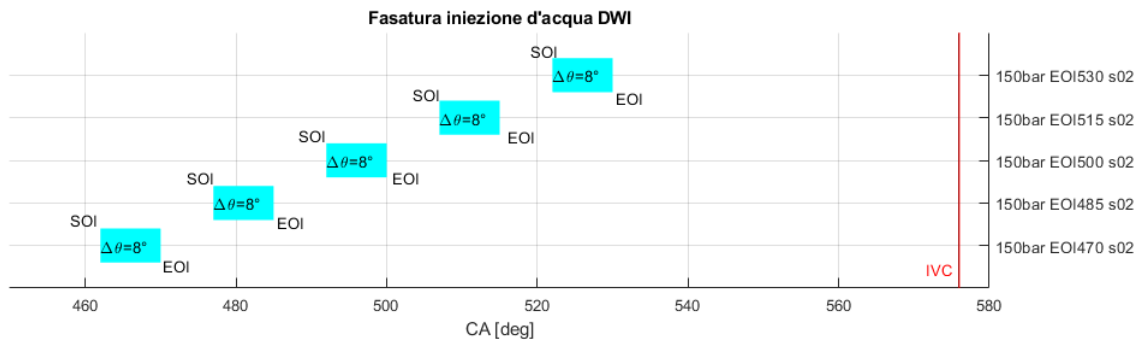


Figura 6.21: Fasatura iniezione d'acqua sistema DWI

simulazioni al regime di massima potenza, il problema del sistema di iniezione diretta DWI è il residuo liquido in camera, che si attesta intorno al 23% della massa d'acqua introdotta (figura 6.22), un valore piuttosto elevato. Il wallfilm in camera è piuttosto limitato, con valori del millesimo di mg per i tre casi con SOI più anticipato, e del decimo di mg per i due casi con l'EOI più ritardato tra quelli testati: la massa

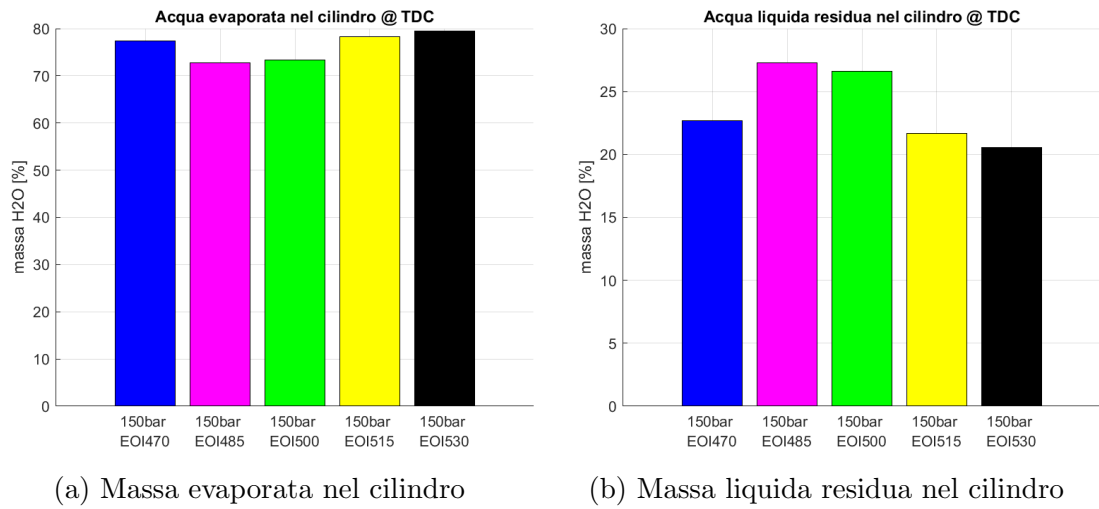


Figura 6.22: Massa d’acqua evaporata e residua al PMS

residua al PMS è molto piccola in tutti i casi (figura 6.23). L’acqua evaporata in

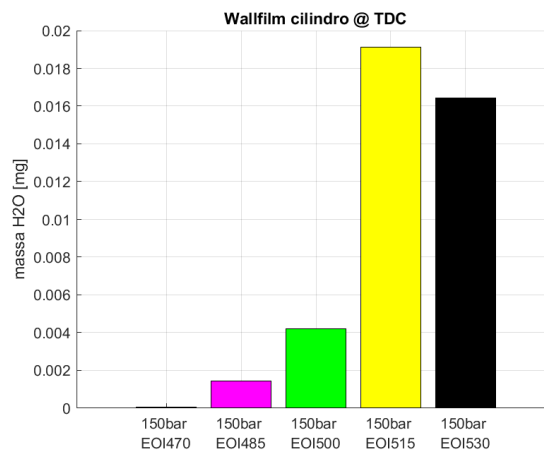
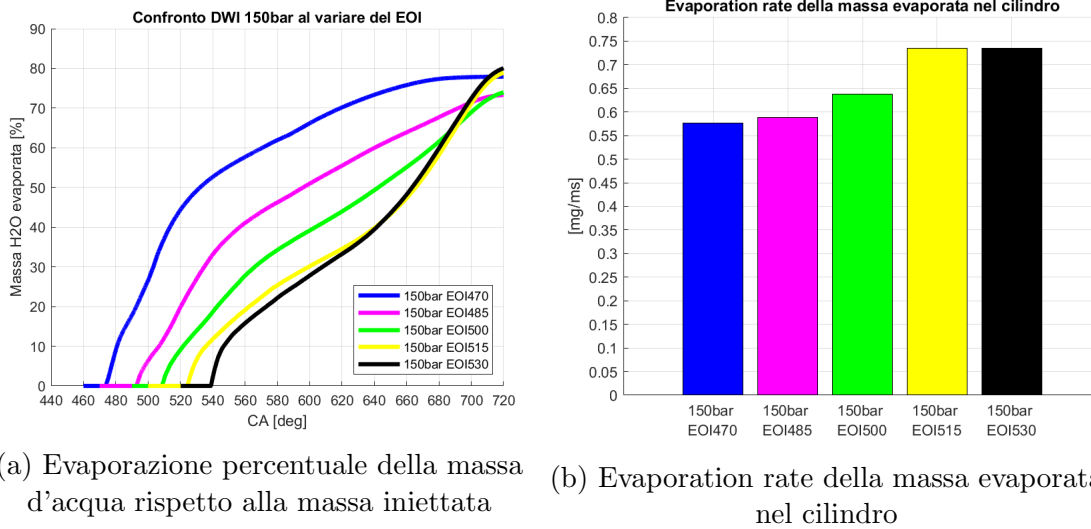


Figura 6.23: Massa di wallfilm in camera al PMS

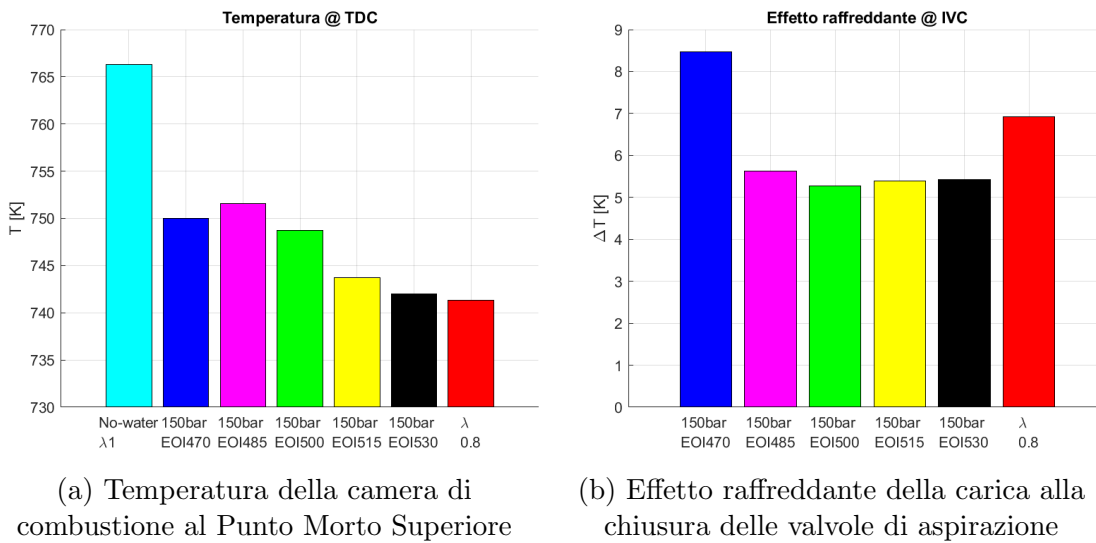
camera, prendendo come riferimento il valore di massa evaporata finale al PMS, è molto simile per tutte le prove, tra gli 11 e i 12 *mg* d’acqua, che corrispondono in percentuale tra il 75% e l’80% della massa iniettata (figura 6.24). I casi con l’EOI più ritardato (EOI 515° e 530°) presentano un evaporation rate maggiore rispetto agli altri casi, in quanto hanno meno tempo per l’evaporazione. Questi due casi, avendo un angolo di fine iniezione vicino all’evento di chiusura delle valvole di aspirazione, sfruttano il calore latente di vaporizzazione dell’acqua durante la fase di compressione: si ottiene un raffreddamento della carica al PMS più elevato rispetto



(a) Evaporazione percentuale della massa d'acqua rispetto alla massa iniettata (b) Evaporation rate della massa evaporata nel cilindro

Figura 6.24: Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro al variare dell'EOI

agli altri casi (figura 6.29). I casi con EOI 515° ed 530° riescono ad avvicinarsi alle



(a) Temperatura della camera di combustione al Punto Morto Superiore (b) Effetto raffreddante della carica alla chiusura delle valvole di aspirazione

Figura 6.25: Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare dell'EOI

temperature di fine compressione del caso con titolo a $\lambda = 0.8$, un'ottima efficienza ed un ottimo risultato di raffreddamento della carica con solo il 20% di massa d'acqua

iniettata; il caso con EOI 530° arriva ad 1 K di differenza dalla temperatura della miscela raggiunta con arricchimento del titolo.

Come nelle simulazioni PWI, il moto di tumble e l’intensità turbolenta non vengono modificate in maniera sostanziale dal caso reference (figura 6.26), e gli andamenti di tutte le simulazioni sono raggruppati in uno scarto percentuale dal caso reference minore del 5%.

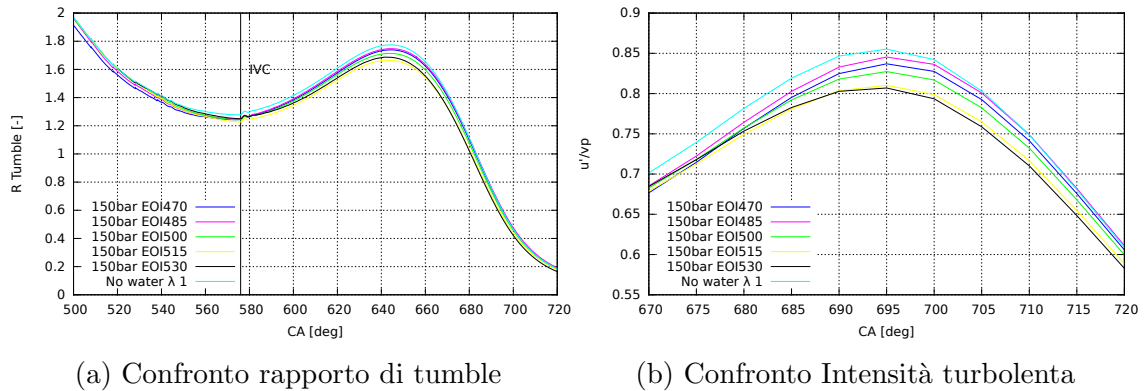


Figura 6.26: Moto di tumble e intensità turbolenta al variare dell’EOI

Analizzando un volume sferico di raggio 1cm intorno alla candela, si può apprezzare l’andamento del titolo (figura 6.27). I casi con l’EOI più ritardato (il 515° e 530°) hanno un valore del λ sensibilmente più grasso sia rispetto al caso con SOI anticipato, sia rispetto al caso reference: ciò aiuta i primi istanti del fronte di fiamma. Riguardo la deviazione standard del titolo, presentano tutti un andamento decrescente dopo 695° CA, sinonimo di un’omogeneizzazione del titolo della miscela.

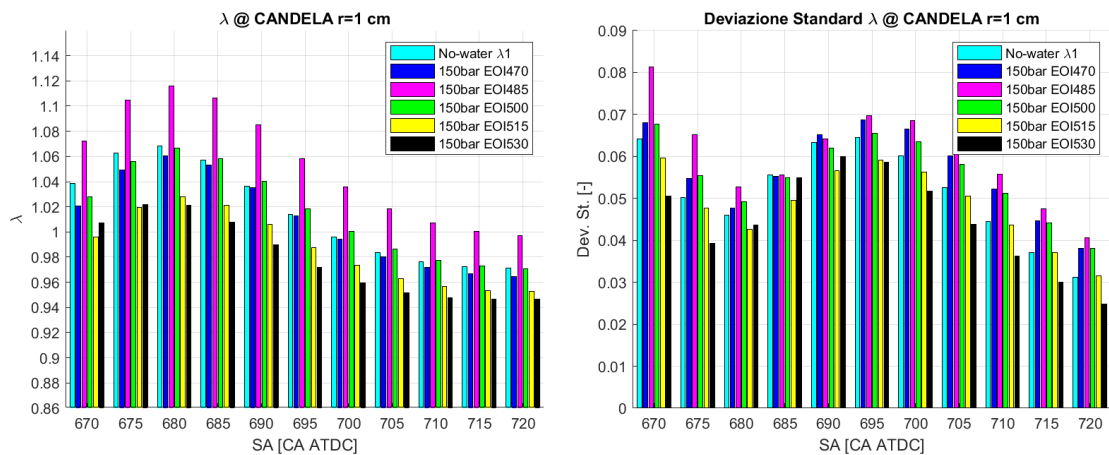


Figura 6.27: Titolo della miscela e sua deviazione standard nell’intorno della candela al variare dell’EOI

6.4.3 Confronto DWI e PWI a parità di temperatura raggiunta al PMS

Dai risultati delle simulazioni si può subito valutare come il sistema DWI sia molto più efficiente del PWI nel raggiungere la minima temperatura al PMS di fine compressione a parità di massa d'acqua iniettata; si è quindi valutato un confronto tra le due tecnologie a parità di temperatura raggiunta al PMS. Per il sistema DWI si è scelto il 150 bar EOI 530° s02, che raggiunge un effetto raffreddante confrontabile con un arricchimento della miscela a valori di $\lambda = 0.8$; per il sistema PWI invece si è scelto il 50 bar SOI 400° ma con una massa d'acqua di $s = 0.4$ per raggiungere la stessa temperatura ottenuta con il sistema DWI anzidetto. In tabella 6.13 sono presentati i parametri utilizzati per la configurazione delle simulazioni.

	Δp bar	s	SOI deg	EOI deg	m_{water} mg
PWI	50	0.4	400	437	30.5
DWI	150	0.2	522	530	15.25

Tabella 6.13: Parametri delle simulazioni

In figura 6.28 una rappresentazione della fasatura dell'iniezione d'acqua delle due simulazioni.

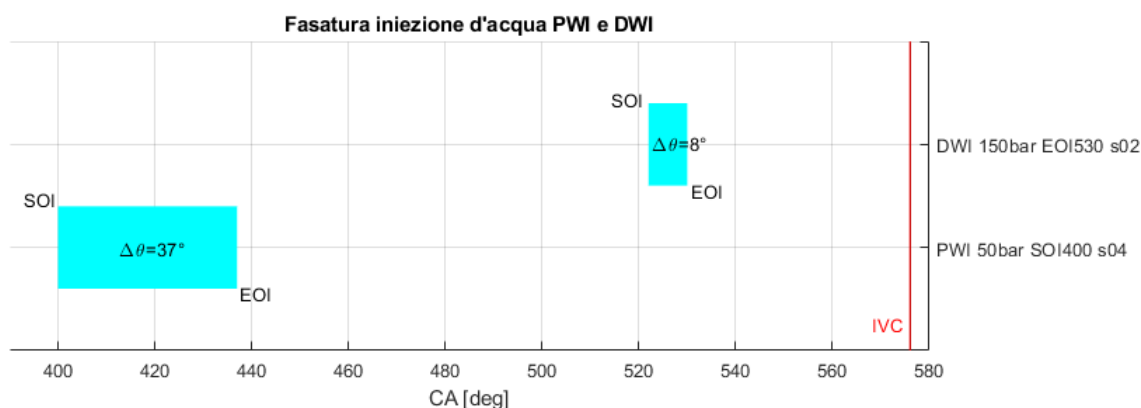


Figura 6.28: Fasatura iniezione d'acqua

Il sistema di iniezione PWI ha necessità di una quantità d'acqua iniettata doppia rispetto al sistema DWI per ottenere una temperatura al PMS che fosse confrontabile. Come si nota dalla figura 6.29 entrambe le tecnologie raggiungono un raffreddamento della carica di circa $23 K$, prossimo a quello ottenuto da un arricchimento del titolo fino a $\lambda = 0.8$. Le due tecnologie in questa configurazione riescono a raggiungere un raffreddamento della carica ottimale, ma con una differente massa d'acqua iniettata. Il sistema DWI in questo caso è molto più efficiente, in quanto

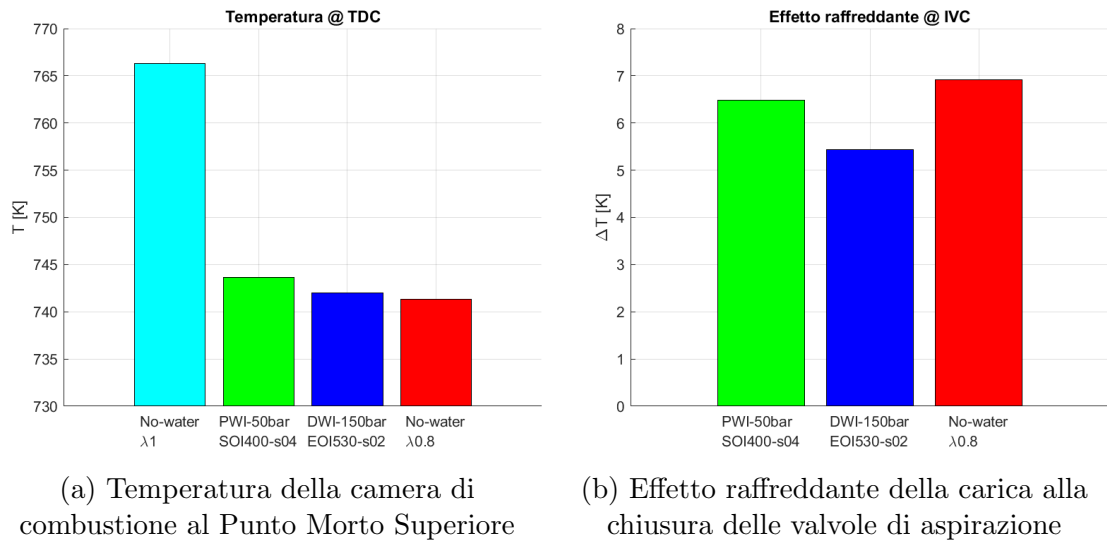


Figura 6.29: Temperature ed effetto raffreddante ad IVC e al PMS al variare del sistema di iniezione

necessita solamente di un quantitativo d'acqua pari a $s = 0.2$, mentre il PWI di un $s = 0.4$.

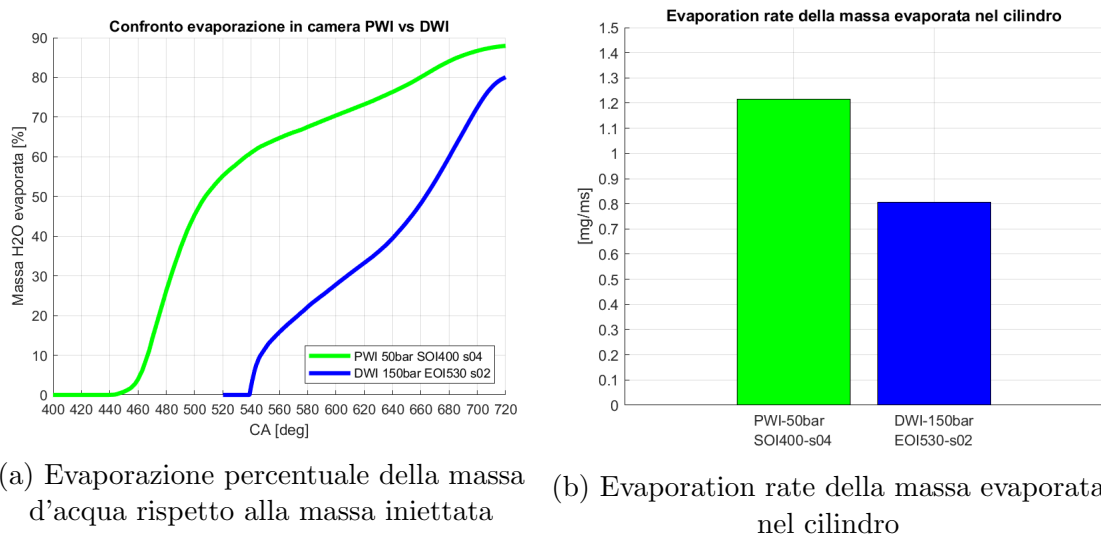


Figura 6.30: Confronto evaporazione della massa d'acqua nel cilindro

Valutando la massa percentuale d'acqua evaporata in camera rispetto alla massa totale iniettata (figura 6.30), si nota come il PWI riesce ad avere una evaporazione di quasi il 90%, rispetto all'80% del sistema DWI, nonostante il PWI inietti una massa

d'acqua maggiore. Un'ottima caratteristica del sistema PWI è che al PMS la massa d'acqua liquida residua è minima, dell'ordine del decimo di mg , mentre per il sistema DWI è di circa $3 mg$, il 20% della massa iniettata (figura 6.31). Entrambi i sistemi

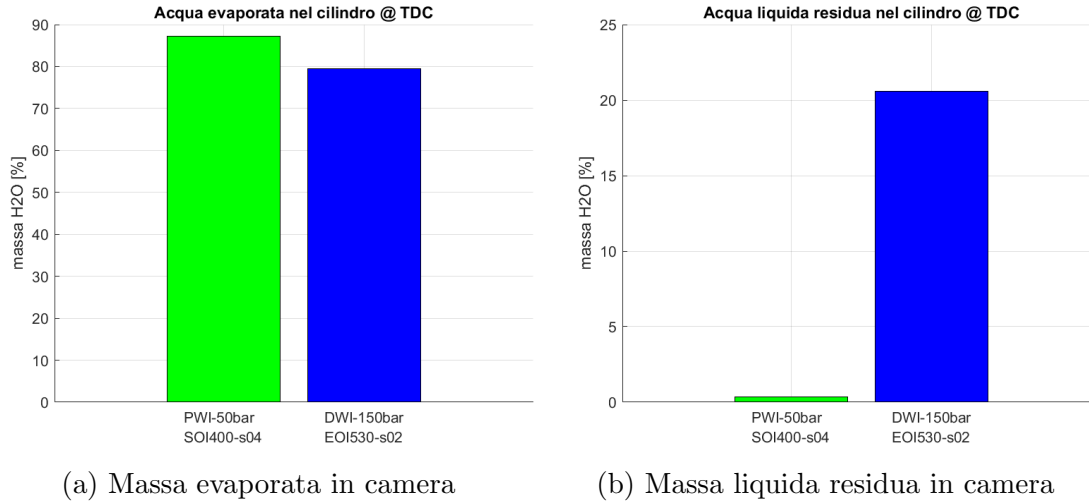


Figura 6.31: Massa d'acqua evaporata e residua al PMS

di iniezione presentano un wallfilm minimo in camera di combustione, nell'intorno del centesimo di mg al raggiungimento del PMS (figura 6.32).

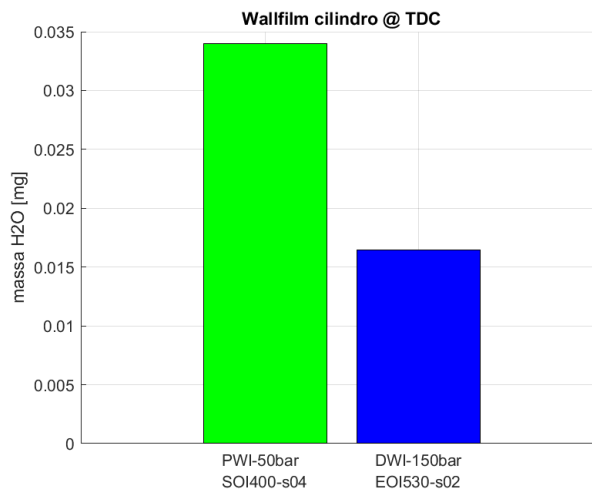


Figura 6.32: Wallfilm al PMS in camera

Nel caso PWI, la massa d'acqua che non è entrata in camera, si trova nel condotto di aspirazione: una parte in un wallfilm di circa $1.8 mg$, posizionato in prossimità

della valvola di aspirazione (figura 6.33), e la restante parte (circa 1.2 mg) evapora nel condotto.

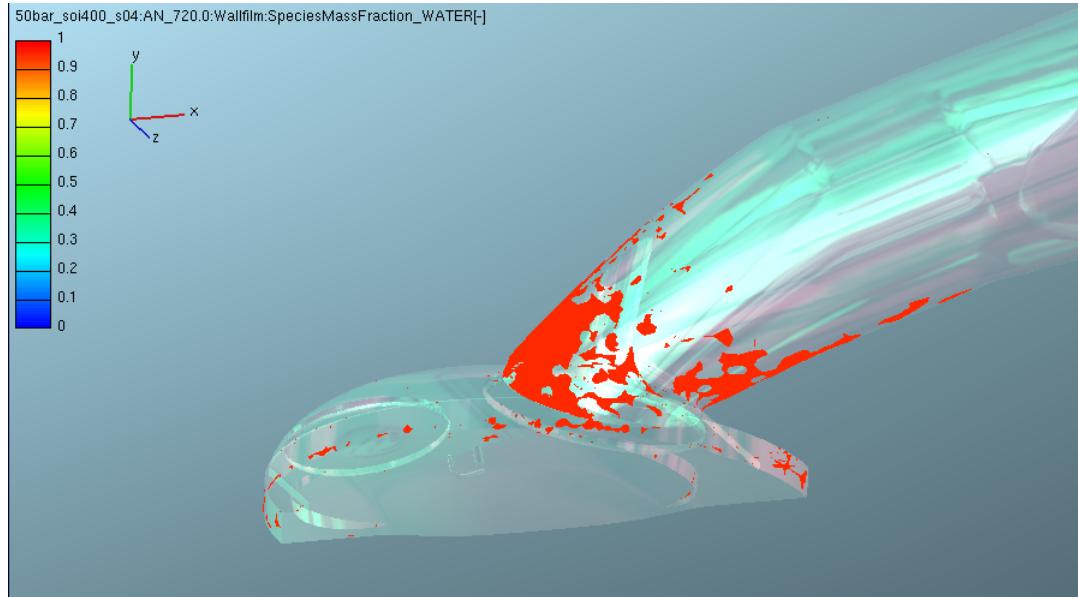


Figura 6.33: Wallfilm al PMS nel condotto di aspirazione per il sistema PWI

Nonostante la differente massa d'acqua iniettata, i valori del rapporto di tumble e dell'Intensità turbolenta sono molto simili e non si hanno differenze sostanziali dal caso reference. Entrambe hanno uno scostamento massimo del 5% (figura 6.34).

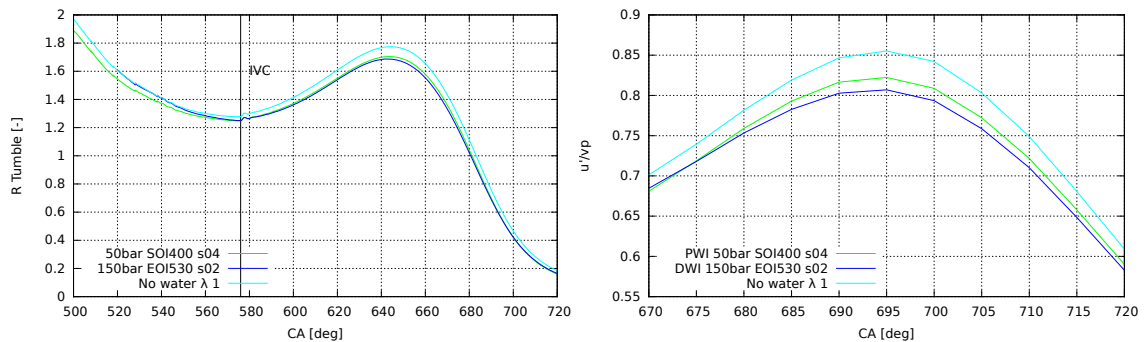


Figura 6.34: Moto di tumble e intensità turbolenta

Analizzando un volume sferico di raggio 1 cm intorno alla candela, si può apprezzare l'andamento del titolo (figura 6.35). Entrambi i casi (soprattutto il PWI) presentano un valore del λ sensibilmente più grasso rispetto al caso reference: un

titolo più ricco aiuterebbe i primi istanti della combustione e il fronte di fiamma, in quanto un titolo inferiore allo stechiometrico permette di ottenere una velocità di fiamma laminare maggiore. Riguardo la deviazione standard del titolo, presentano tutti un andamento crescente fino a circa 695° CA, poi un andamento decrescente fino al PMS, segno che l'omogeneizzazione non è ottimale.

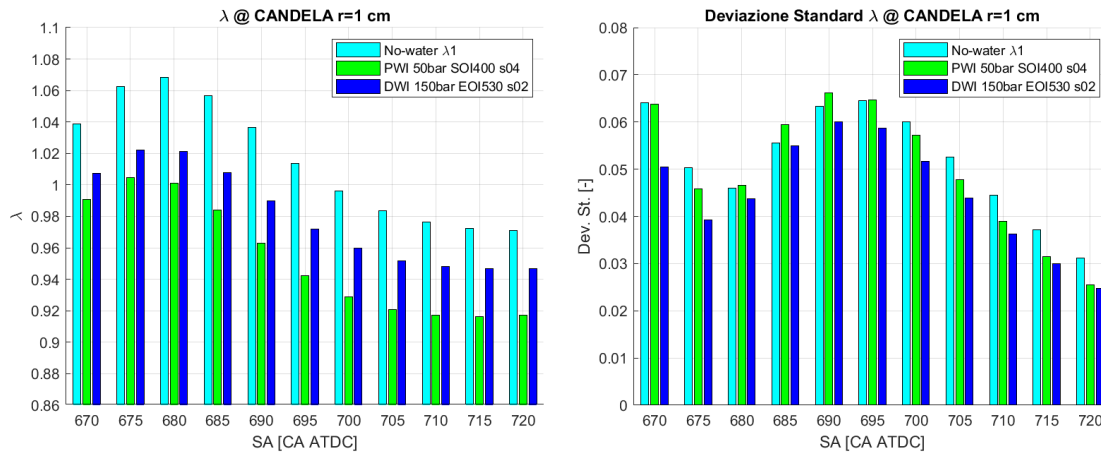


Figura 6.35: Titolo della miscela e sua deviazione standard nell'intorno della candela

Capitolo 7

Conclusioni

In questi ultimi anni le limitazioni imposte dalle normative anti-inquinamento hanno spinto la progettazione motoristica del comparto automotive verso il contenimento delle emissioni e dei consumi. Gli sforzi principali sono stati direzionati verso l'aumento dell'efficienza dei motori a combustione interna per minimizzare la produzione di CO_2 e delle sostanze inquinanti. Strategie come downsizing e downspeeding sono state adottate al fine di avere motori di cilindrata unitaria minore e potenza specifica più elevata. In questa ottica la concentrazione è stata rivolta verso il controllo e la riduzione della tendenza dei motori downsized e turbocompressi all'insorgenza di combustioni anomale, come pre-accensione e detonazione. Strumenti come la fluidodinamica computazionale in questo senso contribuiscono decisamente alla ricerca e all'analisi di sistemi e strategie per raggiungere gli obiettivi preposti. In questo lavoro è stato utilizzato un modello tridimensionale di una camera di combustione di un motore ad accensione comandata ad iniezione diretta al fine di simulare le fasi di aspirazione e compressione e poter quindi valutare la temperatura della carica al raggiungimento del Punto Morto Superiore. Sono state indagate due delle tecnologie per l'iniezione d'acqua: il sistema PWI, che inietta l'acqua con un sistema di bassa/media pressione nel condotto di aspirazione, e il sistema DWI, che inietta con un sistema di alta pressione direttamente in camera di combustione. Per ottenere risultati più veritieri possibili, sono stati utilizzati dati ottenuti tramite il software di simulazione monodimensionale OpenWAM per l'impostazione del calcolo delle simulazioni tridimensionali in AVL FIRE®. Si sono testate le performance dei due sistemi in due punti motore: quello di massima potenza, a WOT (Wide Open Throttle) a 6500 rpm, e nel punto motore a massima coppia, sempre WOT a 2000 rpm, operando con un titolo pari a $\lambda = 1$. A parità di massa d'acqua iniettata, in entrambi i punti motore il sistema più efficiente è stato quello DWI, con il quale si è ottenuto il miglior raffreddamento della miscela al raggiungimento del Punto Morto Superiore. Con quantitativi del 20% d'acqua iniettata, rispetto alla massa di combustibile stechiometrica, si riesce ad ottenere un raffreddamento confrontabile

(o maggiore nel caso a 6500 *rpm*) con un arricchimento della miscela a valori di $\lambda = 0.8$. Iniettando acqua nel motore, si ha una modifica delle condizioni fluidodinamiche: con un layout PWI si ha costantemente una diminuzione del rapporto di tumble e dell'intensità turbolenta al variare del SOI e della massa d'acqua iniettata, soprattutto nel punto motore di massima potenza; mentre il sistema DWI, nello stesso punto motore, ottimizzando il timing di iniezione, si riesce ad ottenere un miglioramento del rapporto di tumble e di intensità turbolenta rispetto al caso di riferimento senza iniezione d'acqua. Le differenze tra i due layout si assottigliano nel punto motore di massima coppia, in cui entrambe le tecnologie, al variare del timing di iniezione, presentano costantemente una diminuzione di queste grandezze fluidodinamiche, ma in entrambi i casi, non si discostano di più del 5% dal caso di riferimento.

Da questo studio emerge che il sistema più efficiente e più performante per la riduzione della temperatura della carica è il DWI, ma presenta un problema: il residuo liquido in camera di combustione. Ad oggi, il sistema PWI è quello più facilmente commercializzabile, essendo un sistema più economico del DWI, e di più facile calibrazione: la BMW già lo utilizza in un modello della sua linea produttiva, la M4 GTS, in tiratura limitata. Dai risultati ottenuti con le simulazioni si nota che il PWI non presenta un residuo liquido importante in camera; l'unico punto che ha bisogno di ulteriori valutazioni è la gestione del film fluido a parete nel condotto di aspirazione e una valutazione della sua dinamica. Il sistema DWI, in ogni punto motore valutato, presenta un residuo liquido di circa il 20% della massa d'acqua iniettata: si potrebbe avere contaminazione e diluizione del lubrificante, e avere ripercussioni anche nella combustione. All'avvicinarsi del fronte di fiamma, si avrebbe istantanea evaporazione del residuo liquido che costituirebbe una zona a temperatura molto bassa e senza reagenti, con modifica della velocità del fronte di fiamma laminare: quanto questo effetto sia influente rapportato all'intera combustione nel ciclo è rimandato ad ulteriori studi.

Bibliografia

- [1] *AVL FIRE Manual, v2014.2.*
- [2] Fabio Berni, Sebastiano Breda, Mattia Lugli, e Giuseppe Cantore. A numerical investigation on the potentials of water injection to increase knock resistance and reduce fuel consumption in highly downsized GDI engines. *Energy Procedia*, 81:826–835, dec 2015.
- [3] Meghraj Bhagat, Khanh Cung, Jaclyn Johnson, Seong-Young Lee, Jeffrey Naber, e Sam Barros. Experimental and numerical study of water spray injection at engine-relevant conditions. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, apr 2013.
- [4] Federico Biagiotti. Analisi fluidodinamica del sistema di aspirazione di un motore GDI ad alta potenza specifica. Tesi, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, 2017.
- [5] Gian Marco Bianchi. Dispense del corso “Fluidodinamica dei motori a combustione interna M”. 2015.
- [6] A. Boretti. Water injection in directly injected turbocharged spark ignition engines. *Applied Thermal Engineering*, 52(1):62–68, 2013. cited By 37.
- [7] Nicolò Cavina. Dispense del corso “Motori a combustione interna e propulsori ibridi M”. 2015.
- [8] Nicolò Cavina. Dispense del corso “Sperimentazione e calibrazione di motori a combustione interna M”. 2015.
- [9] Nicolo Cavina, Nahuel Rojo, Andrea Businaro, Alessandro Brusa, Enrico Corti, e Matteo De Cesare. Investigation of water injection effects on combustion characteristics of a GDI TC engine. *SAE International Journal of Engines*, 10(4), sep 2017.
- [10] Piero Cincinnati. Studio numerico dell’effetto dell’iniezione d’acqua sul rischio di detonazione di motori GDI ad alta potenza specifica. Tesi, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, 2018.
- [11] Giancarlo Ferrari. *Motori a Combustione Interna*. 2005.
- [12] Barbara Giannotta. Analisi degli effetti dell’iniezione d’acqua mediante simulazione CFD in un motore GDI ad alta potenza specifica. Tesi, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, 2017.

- [13] John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1988.
- [14] Fabian Hoppe, Matthias Thewes, Joerg Seibel, Andreas Balazs, e Johannes Scharf. Evaluation of the potential of water injection for gasoline engines. *SAE International Journal of Engines*, 10(5), sep 2017.
- [15] Arturo Iacobacci, Luca Marchitto, e Gerardo Valentino. Water injection to enhance performance and emissions of a turbocharged gasoline engine under high load condition. *SAE International Journal of Engines*, 10(3), mar 2017.
- [16] A.M. Nande, T. Wallner, e J. Naber. Influence of water injection on performance and emissions of a direct-injection hydrogen research engine. *SAE Technical Papers*, 2008. cited By 20.
- [17] Vercelli Ugo Romolo Pignone, Giacom Augusto. *Motori ad Alta Potenza Specifica*. 2016.
- [18] Achint Rohit, Sridev Satpathy, Jeongyong Choi, John Hoard, Gopichandra Surnilla, e Mohannad Hakeem. Literature survey of water injection benefits on boosted spark ignited engines. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, mar 2017.
- [19] Federico Semprini. Analisi della formazione della miscela in motori GDI turbo di ultima generazione mediante simulazioni CFD. Tesi, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, 2016.
- [20] H. K. Versteeg e W. Malalasekera. *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2007.
- [21] Matthew Younkings, Margaret Wooldridge, e Brad Boyer. Direct in-cylinder injection of water into a PI hydrogen engine. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, apr 2013.